



**REPUBLIQUE DU BENIN**



**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la  
Recherche Scientifique**

\*\*\*\*\*

**Université d'Abomey Calavi**

---

**Ecole Polytechnique d'Abomey Calavi**

---

**Notes de Cours :**

**POMPES ET STATIONS DE POMPAGE**

**Enseignant :**

**Joël M. ZINSALO**

1<sup>e</sup> Edition

## **Objectifs**

A la fin du cours, l'étudiant doit être capable de :

- Décrire et expliquer le principe de fonction des pompes
- Reconnaître les équipements en amont et aval des pompes
- Procéder aux choix des pompes.

## **Contenu**

Généralités sur les pompes – Définitions – Caractéristiques - Eléments de base pour le calcul et le choix des pompes - Calculs relatifs aux pompes – Equipements en amont et en aval des pompes – Appareils de mesure – Stations de pompage : Disposition d'ensemble – Conception architecturale de la station et de ses annexes - Schéma et règles d'installation hydraulique - Stations de pompage types - Calculs relatifs aux stations de pompage.

## **Mode d'évaluation**

Mode d'évaluation en vigueur au centre autonome de perfectionnement

## **Bibliographie**

1. ***Les pompes et les stations de pompage*** -3ème édition- de André SAVATIER et François GADELLE (SOGREAH)
2. ***Hydraulique pratique*** – édition 1989 – de Christian ROUX
3. ***Exercices de mécanique de fluides*** –Tome 2- de Michel A. MOREL
4. ***Les stations de pompage d'eau de l'aghtm*** –Association Générale des Hygiénistes et Techniciens Municipaux

## **INTRODUCTION**

Les ressources en eau ont toujours été recherchées puis mobilisées pour divers usages concourant au développement socio-économique des populations. Les points d'utilisation sont généralement distants des ressources en eau. Aussi il faut transporter les demandes en eau de leur site naturel aux points d'utilisation. Ce transport exige de l'énergie.

Dans un premier temps l'homme utilisera simplement l'énergie développée par ses muscles pour transporter l'eau à l'aide de récipient naturel ou artificiel. Plus les volumes et les distances étaient grands, plus l'énergie dépensée était importante.

A la grande époque de la culture gréco-romaine de nombreux principes de physique et d'hydraulique furent découverts, mais jamais développés : les besoins économiques de l'époque ne nécessitaient pas une mécanisation de l'outil de production. L'énergie nécessaire à la production était fournie par une main d'œuvre presque gratuite, les esclaves.

Il faudra attendre la fin du XVIIIème siècle pour que les premières pompes soient réellement construites et utilisées de façon rationnelle.

L'apparition de la machine à vapeur (Denis Papin) améliorée par James Watt permit la mécanisation des secteurs industriels. Les infiltrations d'eau noyant de façon continue les galeries souterraines des mines de charbon, on utilisa alors de façon régulière des pompes pour évacuer cette eau. Il s'agissait en fait de pompes à piston, machine de Watt, dont l'énergie provenait de la vapeur produite par de l'eau chauffée par un foyer.

L'énergie électrique permit le développement des pompes à principe rotatif, turbine et centrifuge pour alimenter les alternateurs des centrales dont les plus gros modèles furent réalisés par les Suédois.

Les pompes répondent toutes au même besoin, déplacer un liquide d'un point à un autre. Pour déplacer ce liquide il faut lui communiquer de l'énergie. Les pompes vont apporter cette énergie, le moteur qui alimente les pompes transforme l'énergie thermique ou électrique en énergie mécanique pour permettre le mouvement des organes des pompes ; cette énergie est transmise au fluide.

## Chapitre 1

### GENERALITES SUR LES POMPES

#### 1. Définitions

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. 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  $V^2/2g$
- Energie potentielle  $H$  ou  $Z$
- Energie de pression  $P/\rho g$

C'est donc un appareil qui génère une différence de pression  $\Delta P$  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  $\rho$ , la viscosité dynamique  $\mu$
- Des caractéristiques de l'écoulement : la pression  $P$ , la vitesse  $V$ , le débit volume  $Q$ , la hauteur  $H$
- Des caractéristiques de l'installation : la longueur des conduites  $L$ , le diamètre  $D$  et la rugosité absolue  $\varepsilon$ .

#### 2. Classification des pompes

Il existe deux grands types de pompes :

- Les turbopompes, qui agissent sur l'énergie cinétique
- Les pompes volumétriques qui agissent sur l'énergie de pression.

Il existe une troisième catégorie de moins en moins utilisée : les pompes à capacité qui agissent sur l'énergie d'altitude

Pour les turbopompes, on utilise essentiellement les pompes centrifuges qui sont aujourd'hui les pompes les plus utilisées. Elles peuvent être radiales, axiales ou mixtes.

Quant aux pompes volumétriques, elles peuvent être :

- A profil conjugués : on y retrouve les pompes à engrenage, à lobes, à vis, hélicoïdale, à piston relatif
- A palettes : rigides ou flexibles

On peut aussi retrouver des pompes volumétriques alternatives : les pompes à piston simple ou multiple, à diaphragme ou membrane, à piston plongeur.

### **3. Principe de fonctionnement des pompes**

#### **3.1. Turbopompes**

Les turbopompes sont actuellement parmi les plus employées des pompes. Les principales raisons de ce choix sont les suivantes ;

Ces appareils étant rotatifs et ne comportant aucune liaison articulée, leur entraînement par un moteur électrique ou à combustion interne, ne présente aucune difficulté

L'encombrement de la turbopompe est environ huit fois moindre que celui des pompes volumétriques, et peut être encore réduit en adoptant une disposition à axe vertical.

Ce moindre encombrement et un poids plus faible permettent de réaliser d'appréciables économies sur les bâtiments abritant les installations.

De plus, les frais d'entretien d'une turbopompe sont peu élevés.

Suivant le type de rotor et son mode d'action, on distingue dans la catégorie des turbopompes, les trois principaux types suivants :

Les pompes centrifuges ;

Les pompes hélices ou radiales ;

Les pompes hélico-centrifuges ou semi-axiales.

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées et elles couvrent 80% des pompes utilisées et présentent les avantages suivants :

- Machine de construction simple et nécessitant peu d'entretien
- Prix d'achat modéré, coût de maintenance faible
- Bon rendement (70% à 80%)
- Adaptées à toute sorte de liquide
- Vitesse de rotation allant de 750 à 3000tours/min, donc facilement entraîné par un moteur électrique.

Elles présentent aussi certains inconvénients :

- Impossible de pomper des liquides trop visqueux (les roues tournent sans entraînés le fluide)
- Production d'une pression différentielle faible (0,5 à 10bars)
- La pompe ne s'amorce pas d'elle-même

Les pompes centrifuges sont constituées fondamentalement de :

- Un distributeur
- Un rotor ou roue
- Un diffuseur

Le principe de fonctionnement repose sur la variation de vitesse de l'eau pompée.

Pratiquement, leur fonctionnement se résume en trois étapes :

- L'aspiration : assurée et facilitée par le distributeur ; la vitesse du fluide entrant augmente alors que la pression diminue
- L'accélération : assurée par le rotor ; la rotation de la roue augmente la vitesse du liquide et les forces centrifuges augmentent la pression
- Le refoulement : assurée par le diffuseur ; la vitesse diminue et la pression augmente. L'énergie cinétique est donc convertie en énergie de pression.

NB : les pompes centrifuges font parties des turbopompes. On retrouve également dans cette catégorie de turbopompes, les pompes hélices et les pompes hélico-centrifuges.

Les pompes centrifuges sont utilisées pour des hauteurs d'élévation relativement importantes et les pompes hélices pour les débits importants.

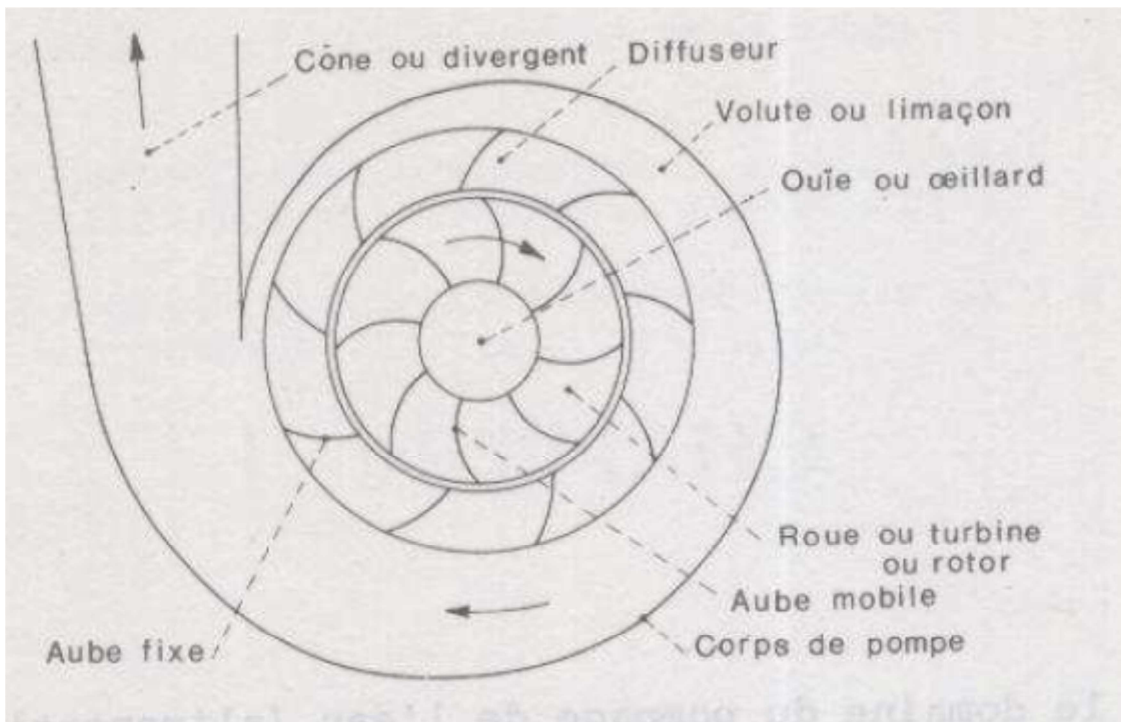
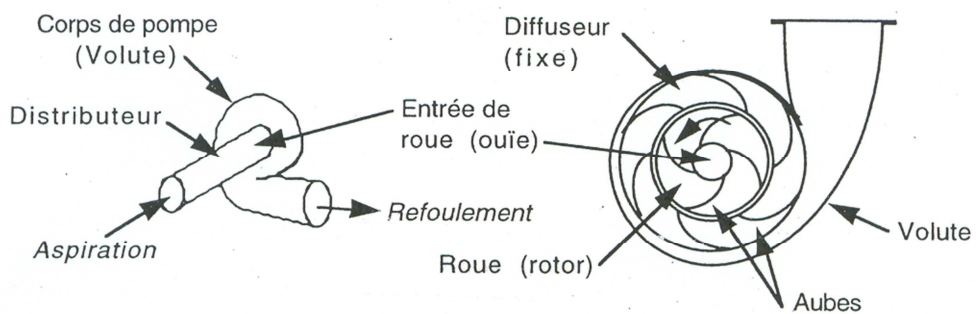


Figure : Constitution d'une pompe Centrifuge



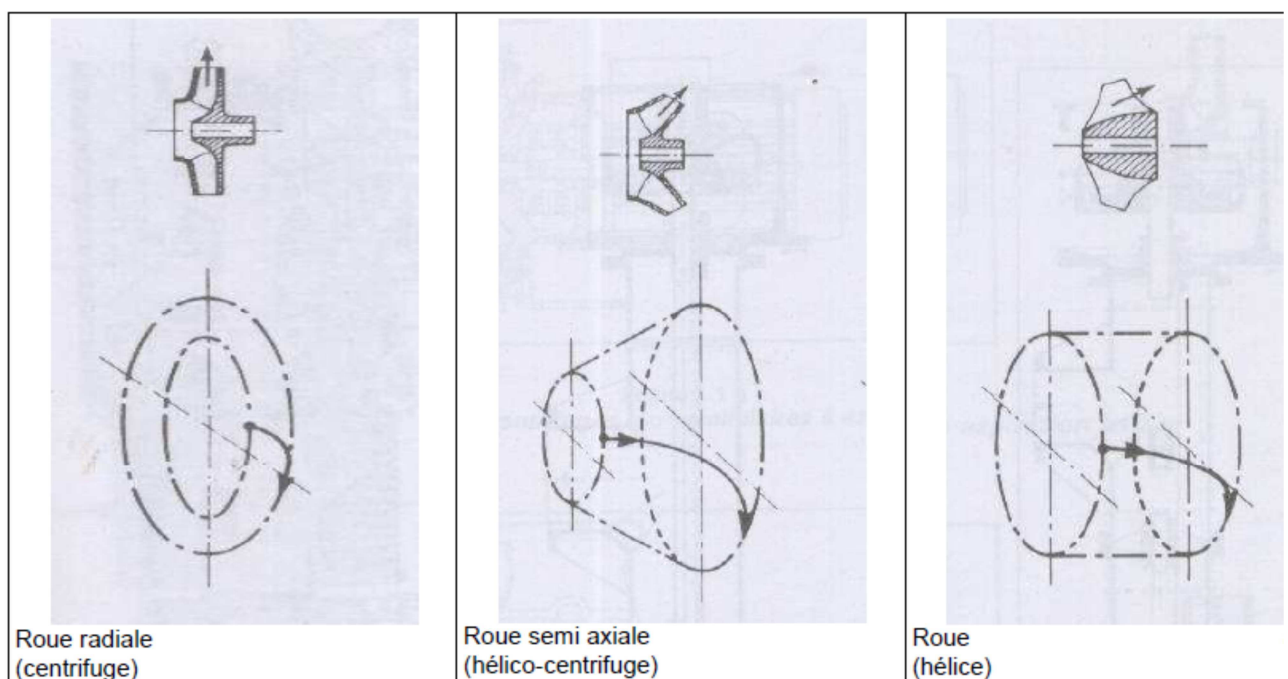
*Figure* : Schéma d'une pompe centrifuge

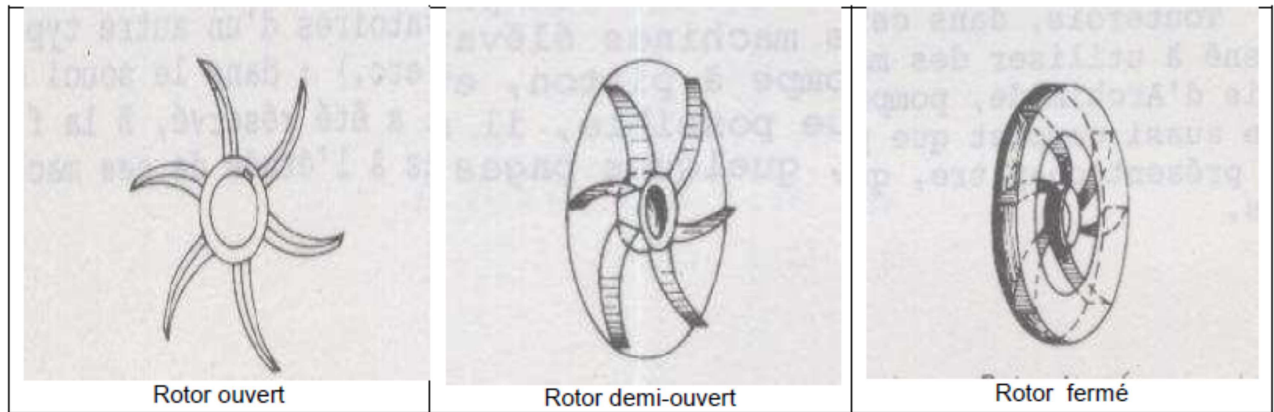
Il existe un certain nombre d'autres classifications des turbopompes selon les critères suivants :

- La disposition
  - ✓ De l'axe : horizontal, vertical, incliné
  - ✓ Du moteur : en surface, immergée
  - ✓ Sur les canalisations : pompes en ligne
- Le nombre et la disposition des rotors : monocellulaires, multicellulaire.
- La conception des roues : ouvertes, à canaux, à vortex (pour des liquides plus ou moins chargés) ;
- Les possibilités d'amorçage plus ou moins automatique : pompes auto-amorçantes à canaux, à amorçage automatique par décantation, etc...
- L'utilisation : irrigation, eaux chargées, forages.
- Importance de la pression produite : basse pression, moyenne pression, haute pression.

D'un point de vue qualitatif, les pompes centrifuges sont utilisées pour des hauteurs d'élévation relativement importantes (plusieurs dizaines de mètres).

Les pompes hélices sont utilisées pour élever des débits importants (plusieurs centaines de litres/s.) à des hauteurs faibles (quelques mètres).





### **3.2. Pompes volumétriques**

En hydraulique agricole, rurale et urbaine, ces pompes connaissent une utilisation moins fréquente que les turbopompes. D'une façon générale, elles conviennent pour élever de faibles débits à de fortes pressions. On distingue deux catégories de pompes volumétriques :

- les pompes rotatives
- les pompes alternatives

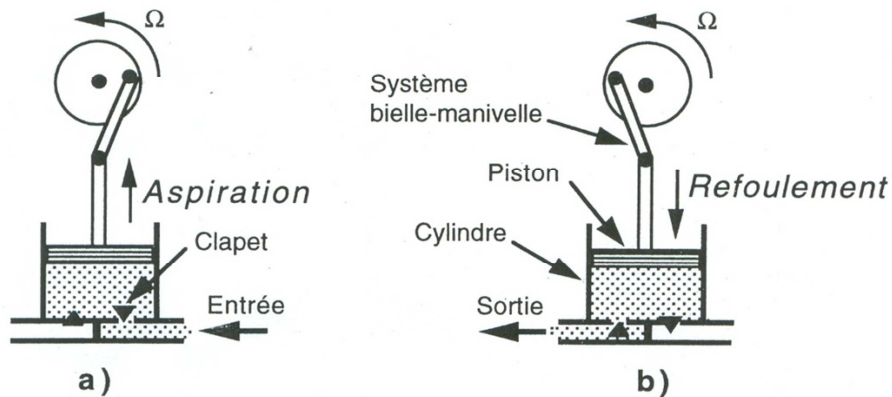
Les pompes rotatives comportent un rotor qui assure soit un transfert continu de liquide depuis l'aspiration jusqu'au refoulement : pompe à vis, pompe à engrenage, pompe à lobes ; soit une création de volumes alternativement variables par un rotor dont la position est excentrée : pompe à palettes escamotables ou flexibles, pompe à rotor excentré, etc...

Les pompes alternatives sont soit à piston (simple ou double effet), soit à membrane.

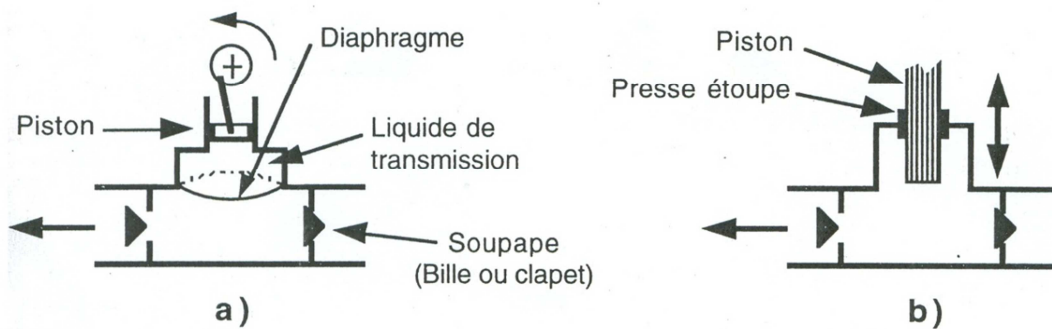
Ce type de pompe d'usage ancien reste couramment utilisé en hydraulique villageoise avec motricité éolienne, humaine ou animale.

**Principe de fonctionnement des pompes volumétriques :**

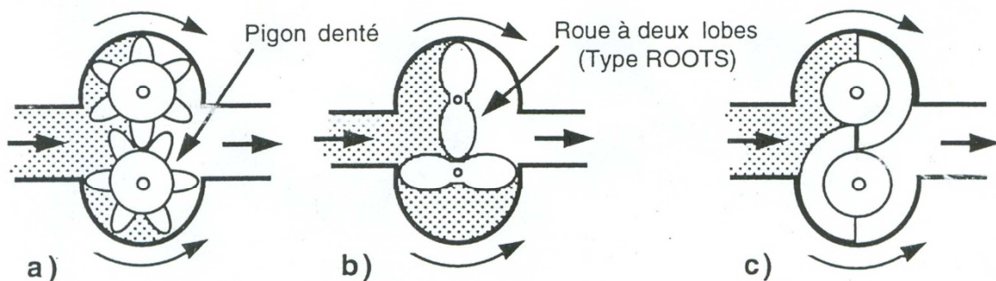
Le liquide est d'abord aspiré par l'accroissement d'un volume de liquide puis refoulée par diminution de ce même volume. L'énergie de pression est fournie directement au liquide dans ces pompes et par variation successive d'un volume raccordé alternativement à l'orifice d'aspiration et à l'orifice de refoulement.



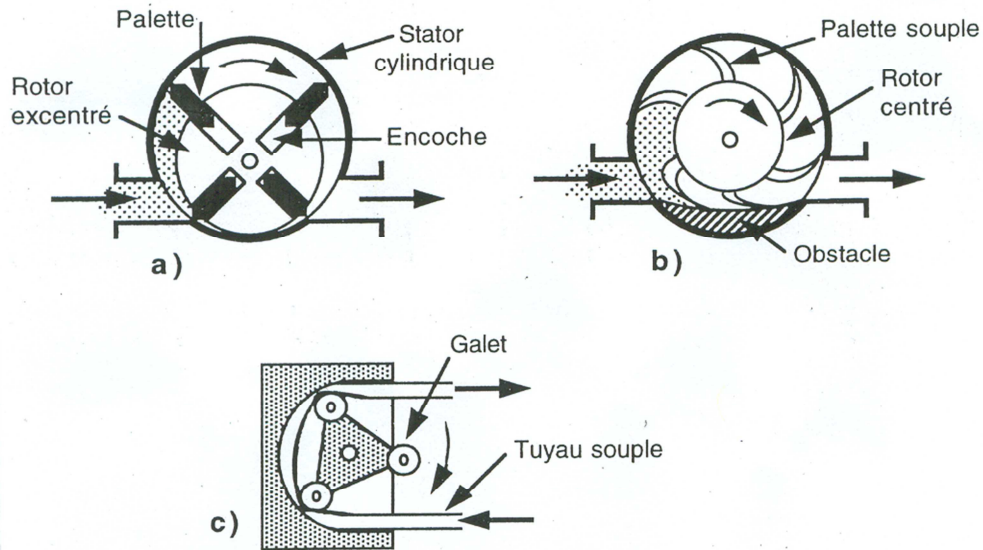
*Principe de fonctionnement d'une pompe à piston.*



*Pompe à diaphragme et à piston plongeur*



*Pompe à engrenage, à lobes et circonférentielle.*



### ***Pompes à palettes, pompe péristaltique.***

Les pompes volumétriques génèrent une grande différence de pression  $\Delta P$  mais un faible débit  $Q$ . Dans le cas où le fluide est un gaz, ces machines portent le nom de compresseurs, si elles produisent de fortes pressions, et de surpresseurs, si elles servent à produire un grand débit sous une pression donnée.

Les turbo-pompes génèrent un grand débit  $Q$  mais une faible différence de pression  $\Delta P$ . Si le fluide est un gaz, elles s'appellent compresseurs si elles servent à la compression, et soufflantes ou ventilateurs si elles produisent un débit à partir d'une faible différence de pression.

## Chapitre 2

### ELEMENTS DE BASE POUR LE CALCUL ET LE CHOIX DES POMPES

#### 1. Définitions

Nous donnerons d'abord quelques définitions utiles à partir du schéma d'installation d'une pompe illustrée à la page suivante.

#### 2. Débit d'une pompe $Q$

C'est le volume de liquide recueilli au refoulement de la pompe pendant l'unité de temps. Il s'exprime en ( $m^3/h$ ) ou en litres par seconde (l/s).

#### 3. Hauteur géométrique d'aspiration $h_a$

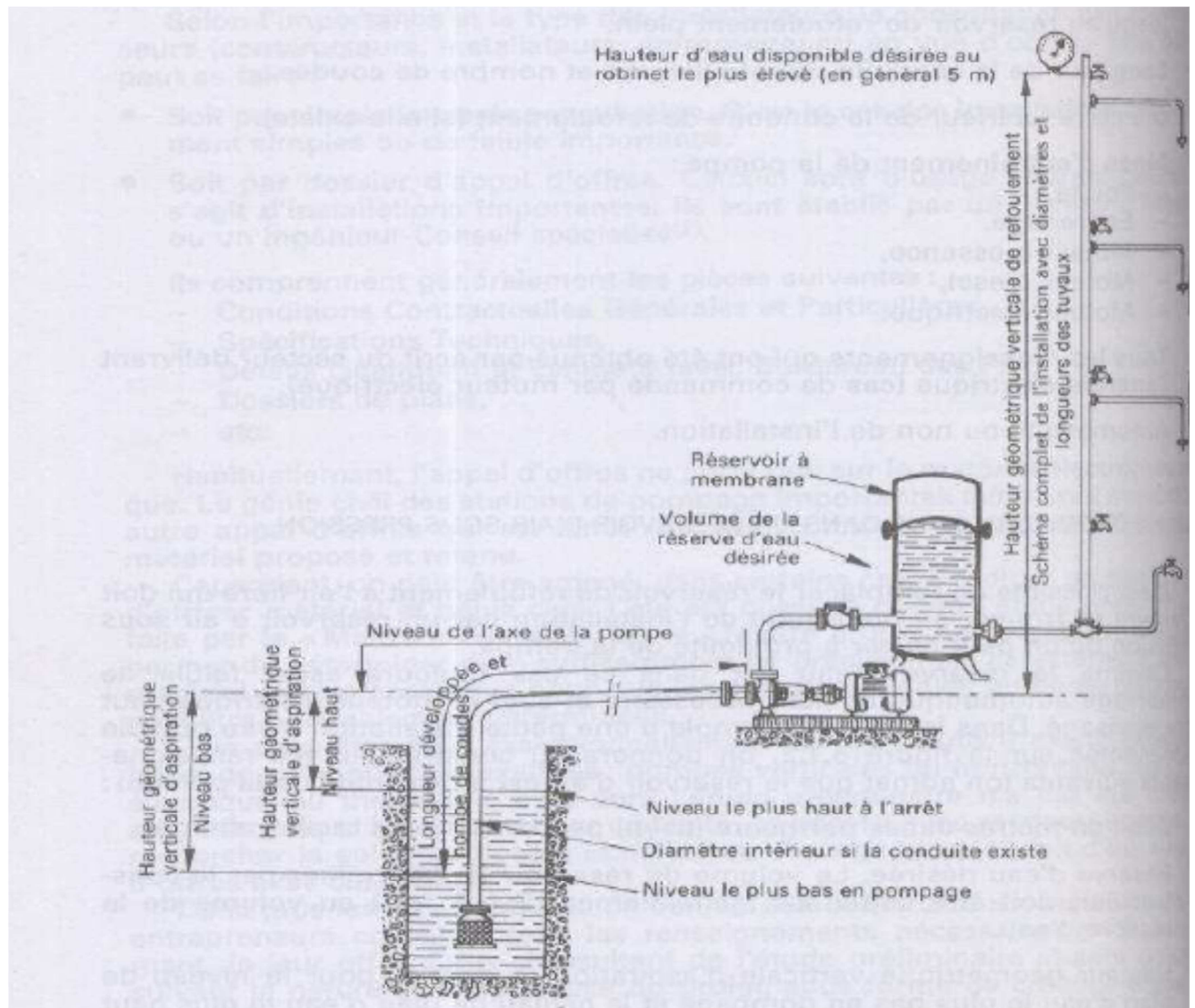
Lorsque la pompe est située au-dessus du plan d'eau, la hauteur géométrique d'aspiration  $h_a$  est la distance verticale séparant le niveau d'eau dans le puits de l'axe de la pompe centrifuge ou volumétrique. S'il s'agit d'une pompe verticale, c'est la distance entre ce même niveau et le plan moyen d'entrée dans la première roue.

#### 4. Hauteur géométrique de charge $h_c$

Lorsque la pompe reçoit l'eau d'un réservoir en charge, la hauteur géométrique de charge est la distance verticale qui sépare le niveau d'eau dans ce réservoir de l'axe de la pompe centrifuge ou volumétrique. S'il s'agit d'une pompe verticale, c'est la distance entre ce même niveau et le plan moyen d'entrée dans la première roue.

#### 5. Hauteur géométrique de refoulement $h_r$

C'est la distance verticale séparant le niveau dans le réservoir de refoulement de l'axe de la pompe centrifuge ou volumétrique. S'il s'agit d'une pompe verticale, c'est la distance entre ce même niveau d'eau et le plan moyen d'entrée dans la première roue. Lorsqu'on refoule dans un réservoir fermé, il y a lieu d'ajouter la hauteur correspondante à la pression maximale dans ce réservoir.



### 6. Longueur développée d'aspiration $L_a$

La longueur développée d'aspiration est la longueur totale de la conduite d'aspiration.

### 7. Longueur développée de refoulement $L_r$

C'est la longueur totale de la conduite de refoulement.

## 8. Pertes de charge J

Les hauteurs définies ci-dessus ne correspondent pas exactement aux hauteurs manométriques auxquelles la pompe doit faire face ; il faut ajouter aux hauteurs géométriques d'aspiration et de refoulement la valeur des résistances que le liquide éprouve dans son déplacement et qu'il faut compenser, c'est-à-dire les pertes de charge.

Ces pertes qui sont en fait de réelles pertes d'énergie, sont produites non seulement par le frottement du liquide le long des parois, mais également par les multiples obstacles que ce liquide est appelé à rencontrer : coudes, tés, raccords, bifurcations diverses, élargissement ou rétrécissement brusque de section, accessoires de robinetterie : clapets de pied, vannes, clapets de retenue, etc...

L'évaluation de ces pertes de charge se fait en utilisant des abaques spéciaux.

## 9. Hauteur manométrique d'aspiration $H_{ma}$

C'est la somme de la hauteur géométrique d'aspiration  $h_a$ , des pertes de charge  $J_a$  correspondantes au débit  $Q$  dans la tuyauterie ainsi que dans le clapet de pied et de la hauteur due à la vitesse du liquide dans la section de la conduite où est branché le manomètre, soit :

$$H_{ma} = h_a + J_a + \frac{v^2}{2g}$$

Note : En pratique, le terme  $\frac{v^2}{2g}$  est négligé pour les petites installations. La hauteur  $H_{ma}$  peut se lire sur un indicateur de vide placé dans la tuyauterie.

## 10. Hauteur manométrique de refoulement $H_{mr}$

C'est la somme de la hauteur géométrique de refoulement  $h_r$ , des pertes de charge  $J_r$  correspondantes au débit  $Q$  dans la tuyauterie de refoulement et, éventuellement de la pression, exprimée en mètres de colonnes de liquide, régnant dans le réservoir où refoule la pompe (si ce réservoir est fermé), et de la hauteur due à la vitesse du liquide, soit :

$$H_{mr} = h_r + J_r + \frac{v^2}{2g}$$

Note :

En pratique,  $\frac{v^2}{2g} \approx 0$

$H_{mr}$  peut être lue sur un manomètre placé sur la tuyauterie.

### 11. Hauteur manométrique totale d'élevation $H_{mT}$

La hauteur manométrique totale  $H_{mT}$  d'une pompe est la différence de pression en mètres de colonnes de liquide (mCL) entre les orifices d'aspiration et de refoulement.

Lors d'un pompage, la pompe ne doit pas seulement fournir une pression équivalente à celle correspondant à la différence des niveaux entre l'aspiration et le refoulement, (hauteur géométrique totale), mais également la pression nécessaire pour vaincre les pertes de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement,  $J_{asp}$  et  $J_{ref}$ .

Si les surfaces libres à l'aspiration et au refoulement sont à la même pression, par exemple la pression atmosphérique, on a :

$$H_{mT} \text{ (en m CL)} = H_{g\acute{e}om.} + J_{asp} + J_{ref}$$

Si les surfaces libres à l'aspiration et au refoulement sont à des pressions différentes, par exemple  $P_1$  et  $P_2$  en  $\text{kg/cm}^2$ , la formule devient :

$$H_{mT} \text{ (en m CL)} = H_{g\acute{e}om.} + J_{asp} + J_{ref} + \frac{P_2 + P_1}{\omega} \times 10$$

où  $\omega$  est le poids spécifique du liquide pompé, en  $\text{kg/dm}^3$ .

Note : le calcul de la hauteur manométrique d'élevation faisant intervenir les pertes de charge, outre la nature du fluide pompé, il faut rassembler le maximum de renseignements sur l'installation envisagée (voir figure ci-après) :

Note : La hauteur manométrique d'aspiration se mesure, non pas depuis le niveau inférieur de la conduite d'aspiration mais depuis le plan d'eau dans le bassin d'aspiration.

## **12. Hauteur maximale d'aspiration (pompes centrifuges)**

Il est bien connu théoriquement qu'en faisant le vide dans le tube, il est impossible de faire monter l'eau à une hauteur supérieure à la pression atmosphérique (en mètres d'eau) pour l'altitude considérée.

Pour l'altitude zéro, cette hauteur est de 10,33m ; pour une altitude A, cette hauteur devient  $10,33 - 0,012A$ .

En réalité, cette hauteur est notablement moins élevée car une partie de la pression disponible est nécessaire, d'une part pour vaincre les pertes de charge dans la conduite d'aspiration, et d'autre part, pour communiquer au liquide la vitesse désirable.

Par ailleurs, la pression absolue à l'entrée de la pompe ne peut pas descendre au-dessous d'une valeur déterminée, puisque la tension de vapeur correspondant à la température du liquide à pomper ne doit en aucune circonstance être atteinte.

Pour que la pompe fonctionne en toute sécurité, il faut donc que la pression absolue à l'ouïe d'aspiration se maintienne largement au-dessus de la tension de vapeur du liquide  $P_v$  à la température considérée.

Pour le pompage d'eau potable dont la température n'excède généralement pas 20°C, la tension de vapeur est voisine de 0,20m ; pour des eaux plus chaudes la tension de vapeur peut atteindre plusieurs mètres (1,3m à 50°C et au niveau de la mer).

### Chapitre 3 :

#### CHOIX D'UNE POMPE POUR UNE APPLICATION DONNEE

Le choix d'une pompe peut se faire connaissant les 3 principaux paramètres :

- Le débit volume  $Q$  en  $m^3/s$
- La hauteur manométrique totale  $H_{mT}$  (en m)
- Le rendement global de l'installation  $\eta$ .

#### 1. Débit volume $Q$

Le débit volume  $Q$  est fonction de la vitesse  $V$  de l'écoulement et du diamètre  $d$  de la canalisation. Il se calcule par la formule :

$$Q = V.S = V \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

#### 2. Calcul des diamètres des canalisations

##### 2.1. Calcul des diamètres

Le débit volumique  $Q$  est calculé par la formule :

$$Q = V * S \text{ où } V = \text{vitesse et } S = \text{section}$$

Pour une conduite de diamètre  $D$ , on a :

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

D'où :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

### **2.1.1. Conduite d'aspiration**

A l'aspiration, la vitesse varie entre 1 et 1,6m/s

$$D_a = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_a}}$$

### **2.1.2. Conduite de refoulement**

Au refoulement la vitesse varie entre 1,5 et 2,5m/s

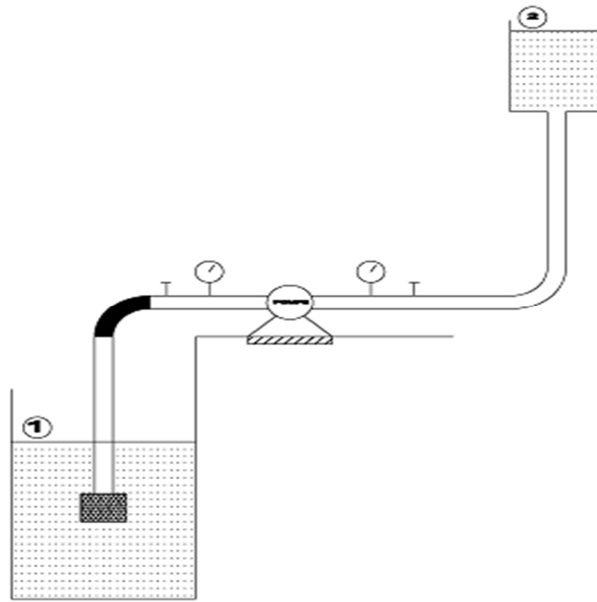
$$D_r = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_r}}$$

## **3. Calcul de la 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.

Lors du pompage d'un liquide, la pompe ne doit pas seulement fournir une pression équivalente à celle correspondant à la différence des niveaux entre l'aspiration et le refoulement (ce qu'on appelle hauteur géométrique totale). Mais également la pression nécessaire pour vaincre les pertes de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement. Pour déterminer la HMT, on utilise l'équation généralisée de Bernoulli.

Considérons l'installation de pompage ci-après



L'équation généralisée de Bernoulli entre les points 1 et 2 donne :

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_{mT} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + J_{asp} + J_{ref}$$

$$H_{mT} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + J_{asp} + J_{ref}$$

$$H_{mT} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + (Z_2 - Z_1) + J_{asp} + J_{ref}$$

Pour le cas de cette installation  $P_2 = P_1 = P_{atm} \Rightarrow P_2 - P_1 = 0$  d'où

$$H_{mT} = (Z_2 - Z_1) + J_{asp} + J_{ref}$$

Tout le problème réside donc dans l'évaluation des pertes de charge.

#### 4. Calcul des pertes de charge

Lorsqu'on considère un fluide réel les pertes d'énergies spécifiques appelées pertes de charge dépendent de la forme, des dimensions et de la rugosité de la canalisation, de la vitesse d'écoulement et de la viscosité du liquide. La différence

de pression  $\Delta P = P_1 - P_2$  entre les points 1 et 2 d'un circuit hydraulique a pour origine :

- ✓ Les frottements du fluide sur la paroi interne de la tuyauterie, on les appelle perte de charge linéaire ou régulière ou systématique.
- ✓ La résistance à l'écoulement provoquée par les accidents de parcours (coudes, élargissement ou rétrécissement de section, organe de réglage, etc.) est les pertes de charge singulières ou accidentelles.

Le problème du calcul de ces pertes de charge met en présence les principales grandeurs suivantes :

- Un fluide caractérisé par : sa masse volumique et sa viscosité cinématique
- Un tuyau caractérisé par : sa section (forme et dimension) en générale circulaire, sa longueur  $L$  et sa rugosité  $\varepsilon$ .

Ces éléments sont liés par des grandeurs, par la vitesse moyenne d'écoulement ou le débit volume et le nombre de Reynold qui joue un primordial dans le calcul des pertes de charge.

### **4.1. Pertes de charge singulière**

Ces pertes de charge sont proportionnelles au carré de la vitesse. On a

$$J = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

où

$K$  est le coefficient de pertes de charge singulière sans unité

$V$  : vitesse moyenne ou vitesse débitante

$J$  : en mètre de colonne de fluide ou liquide.

On peut écrire :

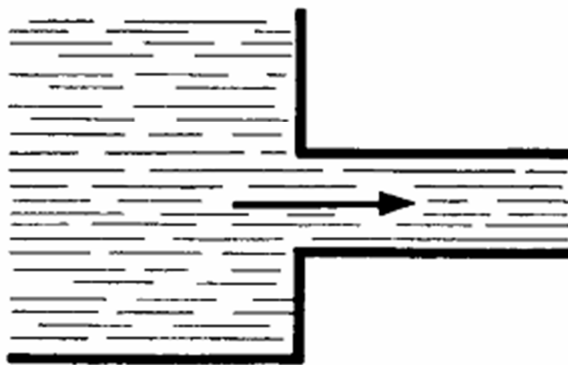
$$\Delta P = K \cdot \rho \frac{V^2}{2}$$

$\Delta P$  est une différence de pression (Pa).

### **Raccordement d'une conduite avec un grand réservoir**

#### **Départ**

Sans saillie à l'intérieur du réservoir, avec raccordement à angles vifs



$$K = 0,5$$

Sans saillie à l'intérieur du réservoir, avec raccordement à angles vifs



$$K = 1$$

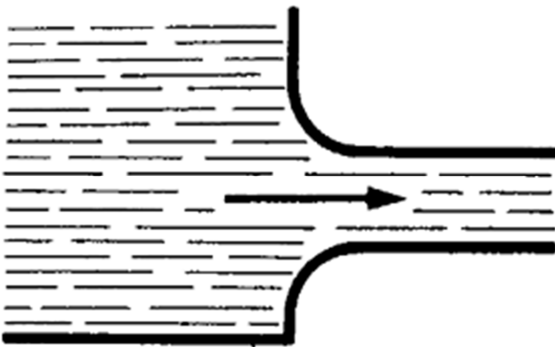
Avec saillie à l'intérieur du réservoir



$$K = 1$$

Pour une saillie dont la longueur est comprise

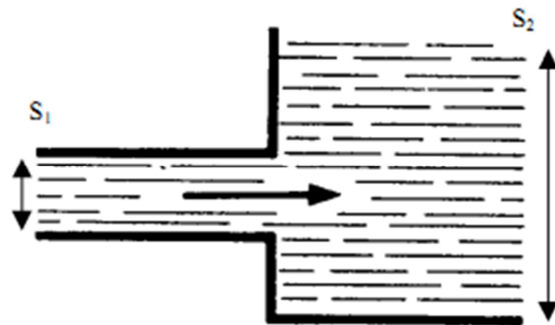
Sans saillie à l'intérieur du réservoir, avec raccordement de profil arrondi



$$K = 0,05$$

Cette valeur est une moyenne, elle dépend du profil de l'arrondi.

### Arrivée



$$K = 1$$

$$K = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 + \frac{1}{9} \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2$$

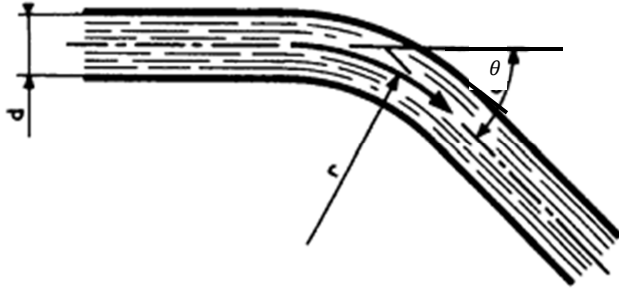
$$S_2 \gg S_1 \Rightarrow K = 1.$$

### Coudes

Arrondi

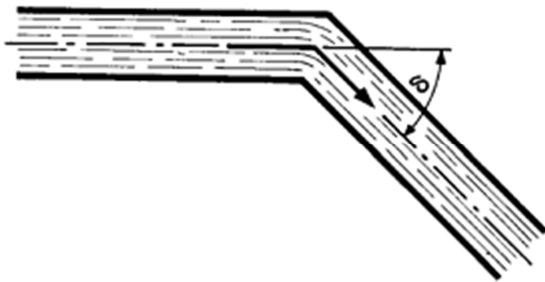
$$K = \left(0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2R_0}\right)^{3,5}\right) \frac{\theta}{90^\circ}$$

$\theta$  en degrés



r/d =>	1	1,5	2	2,5	3
$\theta(^{\circ})$					
11,25	0,037	0,021	0,018	0,017	0,017
22,5	0,074	0,043	0,036	0,034	0,034
30	0,098	0,057	0,048	0,046	0,045
45	0,147	0,085	0,073	0,069	0,067
60	0,196	0,114	0,097	0,092	0,090
90	0,294	0,170	0,145	0,138	0,134
180	0,589	0,341	0,291	0,275	0,269

*Brusque*

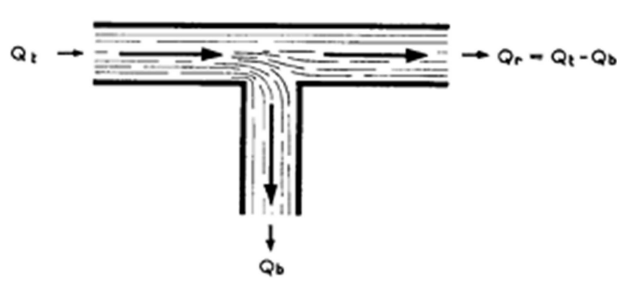


K est indépendant du diamètre

$\delta(^{\circ})$	22,5	30	45	60	90
K	0,07	0,11	0,24	0,47	1,13

**Tés**

Branchement de prise à 90° de même diamètre et à angles vifs

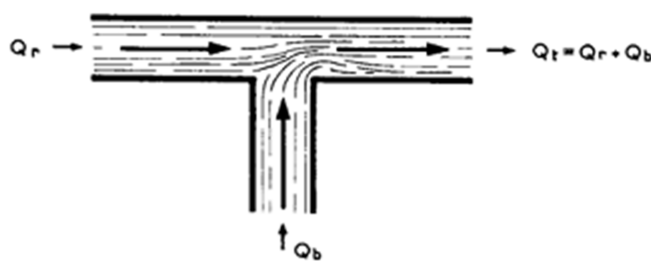


$$\Delta H_r = K_r \frac{V_t^2}{2g}$$

$$\Delta H_b = K_b \frac{V_t^2}{2g}$$

$Q_b/Q_t$	$Q_b/Q_t \rightarrow 0$	0,2	0,4	0,6	0,8	$Q_b/Q_t \rightarrow 1$
$K_t$	0,40	0,26	0,15	0,06	0,02	0,00
$K_b$	1,00	1,01	1,05	1,15	1,32	1,45

Branchement d'aménée à 90° de même diamètre et à angles vifs



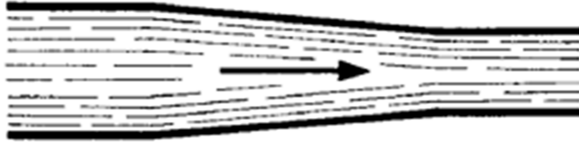
$$\Delta H_r = K_r \frac{V_t^2}{2g}$$

$$\Delta H_b = \frac{K_b V_t^2}{2g}$$

$Q_b/Q_t$	$Q_b/Q_t \rightarrow 0$	0,1	0,2	0,4	0,8	$Q_b/Q_t \rightarrow 1$
$K_t$	0	0,16	0,27	0,46	0,60	0,55
$K_b$	-0,60	-0,37	-0,18	0,26	0,94	1,20

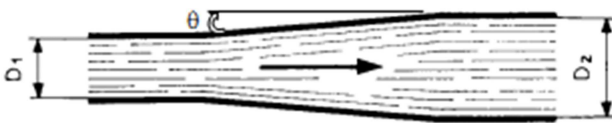
**Cônes**

*Convergent*



La perte de charge est négligeable.

*Divergent*



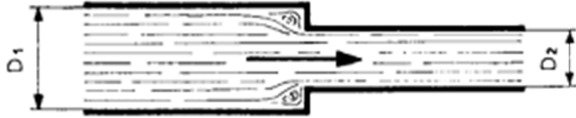
$$K = 3,2 \cdot \left( \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \right)^{1,25} \cdot \left( \left( 1 - \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right)^2$$

Si  $\theta > 20^\circ$  il y a décollement et le comportement est identique à celui d'un élargissement brusque

$\left(\frac{D_1}{D_2}\right)$	$\theta$	3	6	8	10	12	14	16	20	24	30	40
0		0,03	0,08	0,12	0,15	0,19	0,23	0,28	0,37	0,46	0,62	0,90
0,05		0,03	0,07	0,10	0,14	0,17	0,21	0,25	0,33	0,42	0,56	0,82
0,1		0,03	0,06	0,09	0,12	0,16	0,19	0,22	0,30	0,37	0,50	0,73
0,2		0,02	0,05	0,07	0,10	0,12	0,15	0,18	0,23	0,30	0,39	0,58
0,3		0,02	0,04	0,06	0,07	0,09	0,11	0,13	0,18	0,23	0,30	0,44
0,4		0,01	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,10	0,13	0,17	0,22	0,33
0,5		0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09	0,12	0,15	0,23
0,6		0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,06	0,06	0,07	0,10	0,14

**Changement brusque de diamètre**

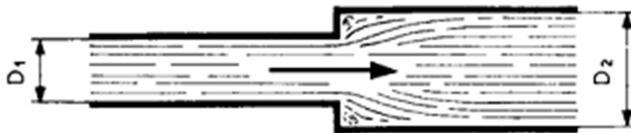
*Rétrécissement*



$$K = 0,5 \cdot \left( 1 - \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right)$$

$D_2/D_1$	0,01	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$K$	0,500	0,495	0,480	0,455	0,420	0,375	0,320	0,255	0,180	0,095

*Elargissement*

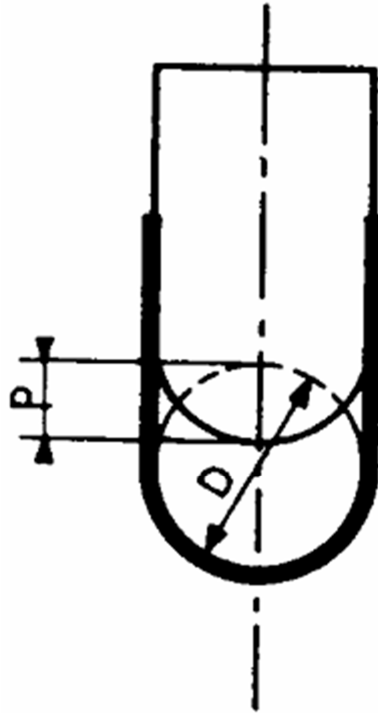


$$K = \left( 1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 + \frac{1}{9} \left( \frac{S_1}{S_2} \right)^2$$

$D_2/D_1$	0,01	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$K$	1,000	0,980	0,922	0,829	0,708	0,569	0,424	0,287	0,175	0,109

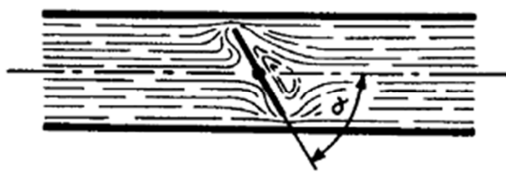
**Appareils de robinetterie**

*Vanne opercule*



$\frac{P}{D}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{2}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{4}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{6}{8}$	$\frac{7}{8}$
$K$	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17	98

*Vanne à papillon*



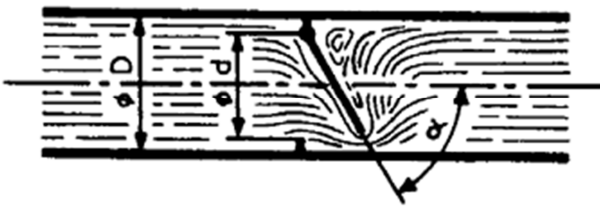
$\alpha^\circ$	5	10	15	20	30	40	45	50	60	70
$K$	0,24	0,52	0,90	1,5	3,9	11	19	33	118	750

*Robinets à Boisseau*



$\alpha^\circ$	5	10	15	20	30	40	45	50	55	60
$K$	0,05	0,29	0,75	1,6	5,5	17	31	53	110	206

Clapet à battant



#### 4.2. Pertes de charge linéaire

Ce genre de perte est causé par le frottement intérieur qui se produit dans le liquide. Il se rencontre dans les tuyaux lisses aussi bien que dans les tuyaux rugueux. Entre deux points séparés par une longueur  $L$  dans un tuyau de diamètre  $D$  apparaît :

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

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

où  $\lambda$  : le coefficient de perte de charge linéaire

$L$  : la longueur (m)

$D$  : le diamètre (m)

$V$  : la vitesse moyenne (m/s)

Différence de pression (Pa)

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad \text{en Pa}$$

**Cas de l'écoulement laminaire ( $Re < 2000$ )**

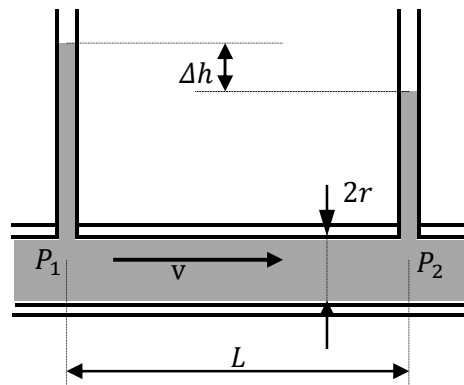
Dans ce le coefficient  $\lambda$  se calcule par la formule :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{avec} \quad Re = \frac{VD}{\nu}$$

**Loi de Poiseuille**

Pour un écoulement laminaire, dans une conduite cylindrique horizontale, de longueur  $L$ , de rayon  $r$  (diamètre  $D$ ), le débit-volume du fluide est donné par :

$$q_v = \frac{\pi r^4}{8\eta L} (P_1 - P_2) = \frac{\pi r^4}{8\eta L} \Delta P = \frac{\pi D^4}{128\eta L} \Delta P$$



**Cas de l'écoulement transitoire et turbulent**

Si le nombre de Reynold est tel que  $2000 < Re < 3000$  l'écoulement est transitoire. On calcule  $\lambda$  en utilisant la formule de Blasius.

$$\lambda = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$$

Si  $Re > 3000$  le régime est turbulent et  $\lambda = f(Re, \varepsilon/D)$  avec  $(\varepsilon/D)$  la rugosité relative et  $(\varepsilon)$  la rugosité absolue et  $(D)$  le diamètre en mm.

Les phénomènes d'écoulement sont beaucoup plus complexes et la détermination du coefficient de perte de charge résulte de mesures expérimentales. C'est ce qui explique la diversité des formules anciennes qui ont été proposées pour sa détermination.

En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds  $Re$  est grand. Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation du coefficient  $\lambda$  en fonction du nombre de Reynolds  $Re$  et de la rugosité  $\varepsilon$  du tuyau.

**On utilise l'abaque de Moody pour déterminer  $\lambda$  dans ce cas.**

**Remarques :**

On fait souvent appel à des formules empiriques plus simples valables pour des cas particuliers et dans un certain domaine du nombre de Reynolds.

Formule de Nikuradse ( $10^6 < Re < 10^8$ )       $\lambda = 0,0032 + 0,221.Re^{-0,237}$

En conclusion pour diminuer l'ensemble des pertes de charge dans une canalisation, afin de diminuer les coûts de fonctionnement dus aux machines hydrauliques il faut :

- Diminuer la longueur de la canalisation
- Diminuer le nombre de la singularité sur la canalisation. Comme singularité on peut citer :
  - ✓ Les coudes
  - ✓ Les tés (T)
  - ✓ Les rétrécissements ou élargissement brusque
  - ✓ Les vannes
  - ✓ Les robinets
  - ✓ Les clapets.
- Diminuer le débit de circulation

- Augmenter le diamètre des canalisations
- Faire circuler des liquides le moins visqueux possibles
- Utiliser des matériaux de faible rugosité.

Il est néanmoins évident que les procédés de fabrication impose parfois des contraintes d'ordre supérieur (viscosité élevée des produits utilisés, débit fort imposé).

Le calcul de la puissance hydraulique d'une pompe se fait par la formule :

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{mT}$$

où

$Q_v$  est le débit volume.

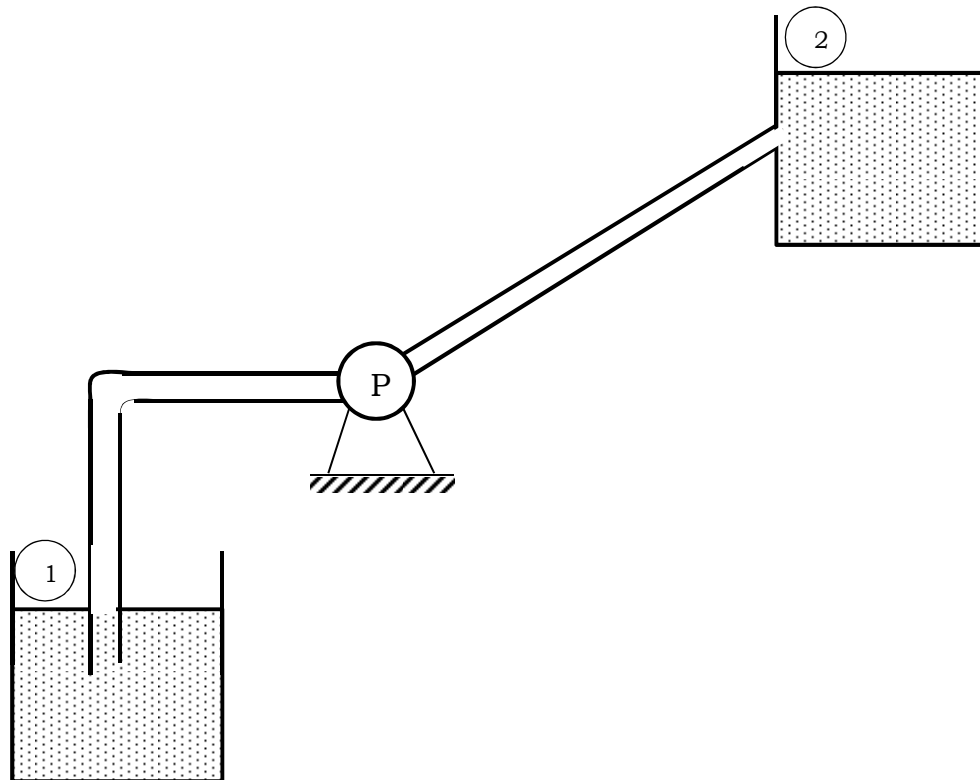
Le débit volume  $Q_v$  fourni par une pompe centrifuge est le **volume** refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde ( $m^3/s$ ) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure ( $m^3/h$ ).

### **Ecoulement dans les conduits non circulaires**

L'analyse développée et utilisée pour le cas de conduits circulaires est applicable dans ce cas aussi pourvu que la conception d'un diamètre équivalent ou diamètre hydraulique soit utilisé. Le diamètre hydraulique est défini comme :

$$D_h = \frac{4(\text{section de passage du fluide})}{\text{périmètre mouillé}} = \frac{4A}{P}$$

où  $A$  est la section de passage de fluide actuelle et  $P$  = périmètre mouillé i.e. périmètre sur lequel le cisaillement visqueux agit. Le coefficient de frottement est déterminé à partir de ce diamètre hydraulique.



Le choix d'une pompe se fait souvent sur la base de la puissance électrique  $P_e$  qui se calcule par la formule suivante :

$$P_e = \frac{P_h}{\eta} \quad (7.12)$$

où  $\eta$  est le rendement global de l'installation.

On a :

$$\eta = \eta_m \times \eta_p \quad (7.13)$$

$\eta_m$  est le rendement du moteur

$\eta_p$  est le rendement de la pompe

En pratique, on prend  $\eta = 80\%$ .

## Turbines

L'équation de Bernoulli généralisée devient dans ce cas :

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - H_{mT} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + J_{asp} + J_{ref}$$

Le calcul de la puissance hydraulique d'une turbine se fait par la formule :

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{mT}$$

et la puissance électrique  $P_e$  par :

$$P_e = \frac{P_h}{\eta}$$

où  $\eta$  est le rendement global de l'installation.

- **Phénomène de cavitation**

La **cavitation** est la vaporisation du liquide contenu dans la pompe quand il est soumis à une pression inférieure à la tension de vapeur correspondant à sa température.

Ce phénomène se produit à l'orifice d'aspiration de la pompe ; des bulles apparaissent dans les zones où la pression est la plus faible (entrée des aubes de roue des pompes centrifuges) : elles sont transportées dans les zones de pressions plus fortes où se produit leur recondensation. Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars).



Une pompe qui Cavite s'use rapidement.

La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car il entraîne de graves conséquences :

- ❖ érosion du matériau pouvant aller jusqu'au perçage des aubes de turbine, des pompes centrifuges.
- ❖ augmentation du bruit et des vibrations générées par la pompe
- ❖ chute des performances des pompes avec diminution importante de la hauteur manométrique totale, du débit et du rendement.

- **Coup de bélier**

Le **coup de bélier** est un phénomène de surpression qui apparaît au moment de la variation brusque de la vitesse d'un liquide, par suite d'une fermeture/ouverture rapide d'une vanne, d'un robinet ou du démarrage/arrêt d'une pompe.

Cette surpression peut être importante, elle se traduit souvent par un bruit caractéristique, et peut entraîner la rupture de la conduite dans les grosses installations, du fait de la quantité d'eau en mouvement. Ce problème peut être résolu avec la mise en place d'un antibélier.

En utilisant le phénomène du coup de bélier, il est possible de concevoir un dispositif permettant de pomper de l'eau à une certaine hauteur sans autre énergie que la force de la même eau, c'est le bélier hydraulique.

### **Causes et conséquences**

Lorsqu'une tuyauterie est brutalement fermée, la masse de liquide avant la fermeture est toujours en mouvement avec une certaine vitesse, générant une pression élevée ainsi qu'une onde de choc. Dans une plomberie courante, cela se manifeste par un bruit sourd, rappelant le son d'un coup de marteau. Les coups de bélier peuvent provoquer la rupture d'une tuyauterie si la pression atteinte devient trop élevée. Des poches d'air peuvent être ajoutées sur le réseau de tuyauteries afin d'obtenir un effet amortisseur, protégeant le système.

Dans le cas d'une centrale hydroélectrique, l'eau circulant dans les tuyauteries ou tunnels peut être isolée de la turbine génératrice au moyen d'une vanne. Toutefois, si par exemple, le tunnel acheminant l'eau est un tube long de 14 km, de 7,7 m de diamètre et rempli d'eau circulant à 3,75 m/s, cela représente une très grande d'énergie cinétique qui doit être arrêtée. Pour cela, une chambre d'équilibre, ouverte en son sommet, peut être utilisée.

Dans une installation domestique, des coups de bélier peuvent se produire lorsqu'une machine à laver ou lave-vaisselle coupe son alimentation en eau. Cela se traduit généralement par un bang assez fort.

D'autres causes des coups de béliers peuvent découler des défaillances d'une pompe ou encore la fermeture d'un clapet anti-retour.

### **Moyens de prévention**

Les coups de bélier peuvent être à l'origine d'accident, mais le plus souvent, cela se limite à une rupture de tuyauteries ou du matériel qui y est raccordé. Les lignes transportant des fluides dangereux bénéficient d'une attention toute particulière lors de la conception, de la construction et de l'exploitation.

Les éléments suivants permettent de diminuer ou supprimer les coups de bélier:

- Réduire la pression de l'alimentation en eau, par l'installation d'un régulateur de pression.
- Réduire la vitesse du fluide dans la tuyauterie. Afin de réduire l'importance du coup de bélier, certains guides de dimensionnement recommandent une vitesse égale ou inférieure à 1,5 m/s.
- Installer des robinets avec une vitesse de fermeture lente.
- Utiliser des procédures d'ouverture et de fermeture sur une installation.
- Installer d'une bouteille anti-coup de bélier, également appelée bouteille anti-pulsatoire.
- Mettre en place une chambre d'équilibre.
- Réduire les longueurs de tuyauterie droite par des coudes ou des lyres de dilatation, les coudes réduisant l'influence des ondes de pression.
- Employer des éléments de tuyauteries conçus pour des pressions élevées (solution coûteuse).
- Installer un volant d'inertie sur la pompe.
- Installer un by-pass de la pompe.

### **5. Conditions de fonctionnement d'une pompe : Notion de NPSH**

Le NPSH est un paramètre important à prendre en compte dans la conception d'un circuit : lorsque la pression d'un liquide descend sous la valeur de la pression de vapeur, le liquide se vaporise. Ce phénomène est très dangereux à l'intérieur d'une pompe centrifuge car il s'agit de cavitation qui endommage le corps de pompe tout en réduisant le rendement.

Le NPSH (Net Positive Suction Head) qui est la capacité pratique d'aspiration est simplement une mesure permettant de quantifier la hauteur manométrique d'aspiration disponible pour éviter la vaporisation au niveau le plus bas de la pression dans la pompe. Cette vaporisation s'appelle la cavitation. On distingue le NPSH requis donné par le constructeur et le NPSH disponible qui est calculé selon le type d'installation de pompage. Le NPSH requis est *le NPSH* disponible minimal que doit avoir la *pompe* sous peine de cavitation.

Pour qu'une installation de pompage puisse fonctionner, il faut que :

$$NPSH_{disponible} \geq NPSH_{requis}$$

Le NPSH est une hauteur, il est donc exprimé en mètre (m). Une pression généralement exprimée en PASCAL ou en Cm de mercure peut parfaitement être exprimée en mètre d'eau.

Le NPSH disponible pour un circuit et un débit donné correspond, en mCL, à la marge de pression au-dessus de la pression de vapeur saturante du fluide.

**Tableau 1 : Classement des paramètres ayant une influence sur le NPSH disponible et la cavitation**

<b>Augmentation du risque de cavitation</b>	<b>Réduction du risque de cavitation</b>
augmentation température d'aspiration (pression de vapeur saturante plus élevée)	baisse température d'aspiration
baisse pression d'aspiration	augmentation pression d'aspiration
pertes de charge à l'aspiration élevée (filtre encrassé, vanne partiellement fermée)	
baisse du niveau du fluide pompé si montage en aspiration (puits, rivière,...)	augmentation du niveau du fluide pompé
augmentation du débit (augmentation des pertes de charge à l'aspiration)	réduction du débit

Le NPSH disponible se calcule comme suit :

$$NPSH_{disponible} = \frac{P_0 - P_v}{\rho g} + (Z_0 - Z_e) - J_{asp}$$

- ❖  $P_0$  est la pression à la surface du réservoir (ici, la pression atmosphérique) ;
- ❖  $Z_0 - Z_e$  est la hauteur géométrique (dans le cas d'une pompe, elle est positive si la pompe est en charge et négative si aspiration) ;  $Z_0$  est la cote du point à la surface libre de l'eau dans le réservoir d'aspiration et  $Z_e$  est la cote du point d'entrée de la pompe.

- ❖  $J_{asp}$  est la perte de charge totale (linéaire et singulière) en aspiration;
- ❖  $P_v$  est la pression de vapeur saturante ;
- ❖  $\rho$  est masse volumique du fluide ;
- ❖  $g$  est l'accélération de la pesanteur.

**Conclusion** : Pour éviter la cavitation dans une pompe, il faut veiller à limiter les pertes de charge à l'aspiration. Il faut éviter que la pression du réservoir soit trop faible. Pour une pompe en aspiration, il faut éviter que la hauteur d'aspiration soit trop importante.

Le tableau ci-après donne à titre indicatif l'ordre de grandeur du rendement optimal des pompes centrifuges :

**Tableau** :

Caractéristiques	Basse pression (H < 5m)		Haute pression (H > 20m)			Grands débits		
	Q (l/s)...							
Q (l/s)...	3	25	2	25	100	150	1000	2500
$\eta$ .....	0,56	0,78	0,53	0,81	0,84	0,86	0,90	0,91

Le rendement optimum des pompes hélices est de l'ordre de 80% à 90%.

### **6. Choix de type de pompe en fonction des paramètres hydrauliques Q et Hmt**

Hmt < 15m et Q > 1 000l/s : Pompes à hélices ou hélicocentrifuges

Hmt > 15m et quel que soit le débit : Pompes centrifuges

Zone intermédiaire aux cas ci-dessus : Seules 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 cela on doit choisir un type de pompe plus cher : l'économie d'énergie qui en résulte à l'exploitation justifie

généralement ce supplément de coût d'investissement.

***7. 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 libre, monocellulaire ou multicellulaire.

<b>Type de pompe</b>	<b>Domaines d'utilisation recommandés</b>
Pompe à piston et pompe centrifuge avec hydroéjecteur	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 électro-pompes permettent leur installation dans des forages de diamètres de 3" à 12".</p>
Pompes centrifuges monocellulaires / Pompes centrifuges multicellulaires	<ul style="list-style-type: none"> <li>❖ Pour des hauteurs d'élévation inférieures à 60m ;</li> <li>❖ Pour des hauteurs d'élévation comprises entre 60 et 90m : <ul style="list-style-type: none"> <li>• Si les moteurs sont électriques on fera une étude économique entre la pompe monocellulaire à vitesse élevée (2900t/mn) et la pompe multicellulaire à faible vitesse (1450t/mn),</li> <li>• Si les moteurs sont thermiques, on préférera à priori les pompes multicellulaires à faible vitesse ;</li> </ul> </li> <li>❖ Pour des hauteurs d'élévation supérieures à 90m on utilisera les pompes multicellulaires.</li> </ul>
Pompe à axe horizontal / Pompe à axe vertical	<p>Les pompes centrifuges à axe horizontal ou les pompes centrifuges à axe vertical (pompe à ligne d'arbre conviennent pour des nombres spécifiques <math>N_s</math> faibles.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• 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.</li> <li>• 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 verticale par un renvoi d'angle onéreux.</li> </ul> <p>Dans tous les cas le choix d'une disposition (horizontale ou verticale) devra résulter d'une étude économique portant sur l'ensemble de la station : le génie civil et les dimensions de la station étant forts différents suivant l'une ou l'autre des solutions adoptées.</p>

## 8. Problèmes particuliers

### 8.1. Adaptation d'une pompe centrifuge à des conditions de fonctionnement données

On distingue plusieurs méthodes.

Il s'agit de :

#### **Faire varier la vitesse de rotation de la pompe**

Cette solution est comparable avec un entrainement des pompes par un moteur thermique ou électrique à courant continu. Dans ce cas,

- Les débits varient dans le rapport des vitesses
- Les hauteurs varient dans le rapport du carré des vitesses
- Les puissances varient dans le rapport du cube des vitesses.

Le rendement est peu affecté par le changement de régime de marche, à condition cependant, que les écarts de vitesses ne soient pas trop grands.

Par ailleurs, sur le même graphique, des courbes d'égal rendement sont tracées, ainsi que la caractéristique de la conduite (C) de refoulement. Il est facile de constater, en considérant divers points de fonctionnement possibles, que des débits très différents pourront être fournis avec des rendements acceptables. Une diminution du débit de  $q$  à  $q'$ , donnant lieu à une réduction de plus de 50% du débit initial, permet d'envisager une vitesse de 1160 tr/mn (point P') au lieu de 1450 tr/mn (point P), avec un rendement acceptable de 64%.

#### **Vanner sur la canalisation de refoulement**

Il est possible d'obtenir la même réduction de débit, sans modifier la vitesse initiale, en diminuant la section de passage de l'eau par fermeture du robinet vanne situé sur la conduite de refoulement.

*Le vannage de la conduite de refoulement ne pourra être envisagée que façon passagère en raison du faible rendement de l'installation. Il doit être évité sur les pompes à hélices.*

### **Rogner la roue**

Cela consiste à réduire légèrement le diamètre de la roue pour adapter celui-ci aux objectifs recherchés concernant le débit et la hauteur manométrique.

Cela consiste à réduire légèrement le diamètre de la roue pour adapter celui-ci aux objectifs recherchés concernant le débit et la hauteur manométrique ; il s'agit là d'une opération délicate.

Si la diminution ou l'augmentation de la roue ne dépasse pas 12 à 15%, pour des points de fonctionnements analogues on a :

$$\frac{Q}{D^2} = cste \text{ et } \frac{H}{D^2} = Cste \quad ; \quad \frac{Q_1}{D_1^2} = \frac{Q_2}{D_2^2} \quad \text{et} \quad \frac{H_1}{D_1^2} = \frac{H_2}{D_2^2}$$

On déduit les rapports de variation suivants :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{Q_1}{Q_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \\ \frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{H_1}{H_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2$$

### **Couplage des pompes**

Le couplage des pompes peut s'effectuer en série ou en parallèle.

#### **Couplage en série**

Le couplage en série est mis en application sur les pompes centrifuges multicellulaires. Tout se passe comme si le refoulement d'une pompe arrivait à l'ouïe d'aspiration de la pompe suivante. Pour un débit donné, la hauteur d'élévation est égale à la somme des hauteurs d'élévation produites par chaque groupe ou chaque cellule.

Les pompes multicellulaires centrifuges sont utilisées pour les forages profonds ou pour l'irrigation par aspersion, grâce à leurs hauteurs d'élévation.

#### **Couplage en parallèle**

Ici, chaque conduite de refoulement aboutit à un collecteur général commun.

Le débit du collecteur sera composé de la somme des débits de chaque pompe.

La caractéristique de l'ensemble des groupes est obtenue en additionnant pour une même ordonnée H, les débits abscisses de chaque groupe.

## Chapitre 4 :

### EQUIPEMENTS EN AMONT ET EN AVAL DES POMPES

Ils comprennent :

- Les équipements à l'aspiration : Grilles, tulipe d'aspiration, crépine, clapets, joints, vannes, convergents, dispositifs anti-vortex, vacuomètre, dispositif d'amorçage de la conduite et de la pompe.... ;
- Les équipements au refoulement : joints, divergents, clapets anti-retour, vannes, débitmètres, manomètres..... ;
- Les circuits auxiliaires.

#### 1. Equipement en amont : Aspiration

L'aspiration des pompes d'une station peut se faire soit dans une bêche d'aspiration, soit dans une conduite.

##### 1.1. Aspiration en bêche

L'eau à aspirer est stockée dans une bêche ou réservoir d'aspiration, réservoir en communication avec l'atmosphère. Cette bêche est reliée plus ou moins directement à la rivière ou à la retenue alimentant la station de pompage. L'aspiration des pompes se fait alors directement, soit par une courte conduite plongeant dans la bêche, soit en immergeant la pompe elle-même ou le groupe électropompe submersible.

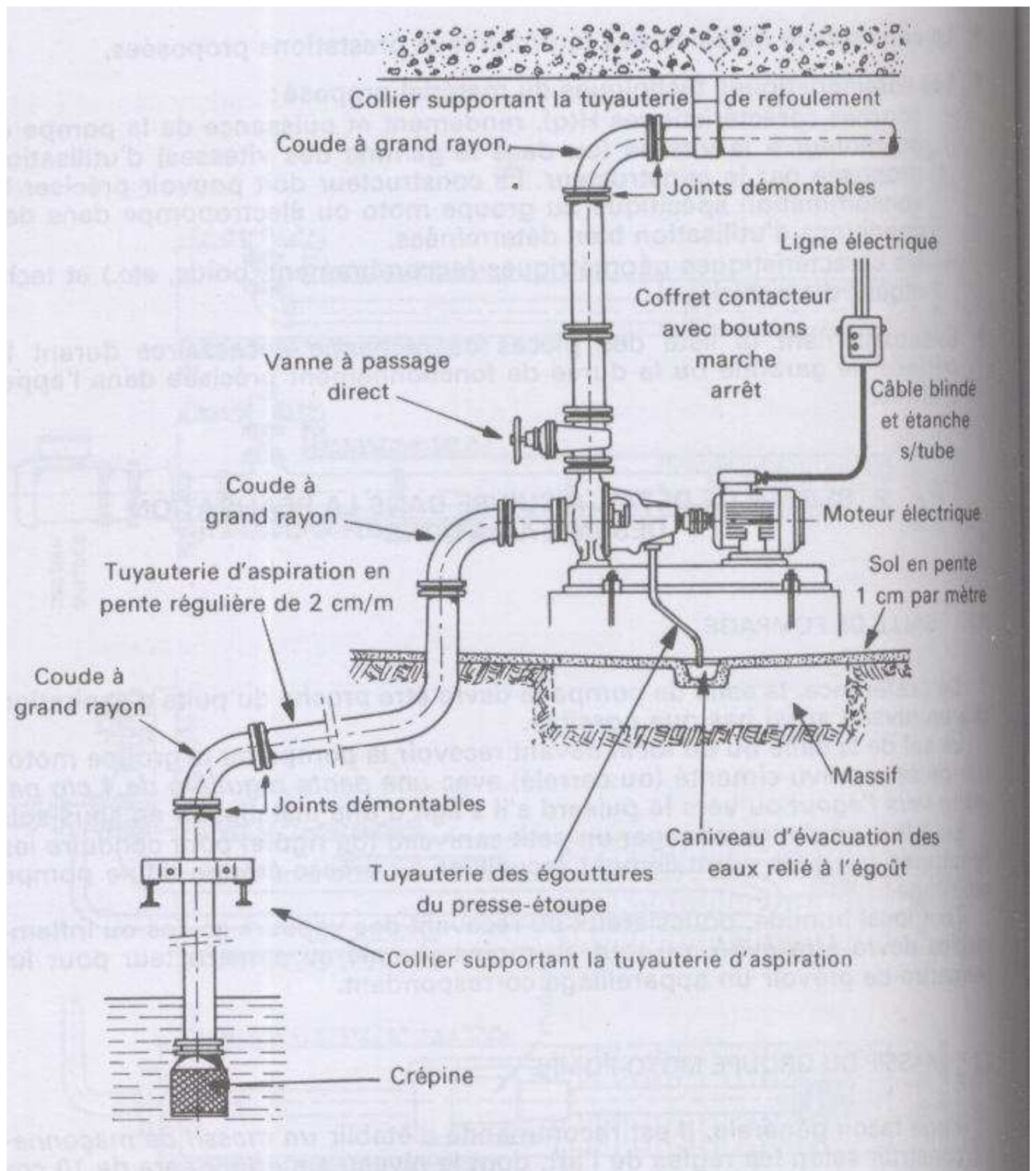
##### 1.2. Grilles

Elles sont disposées à l'amont de la bêche afin d'éviter l'entrée des corps flottants ou en suspension ainsi que des poissons.

Il existe deux types principaux de grilles qui peuvent être placées en série

Les grilles fixes à barreaux dont le nettoyage est assuré soit manuellement par des râtaux mécaniques, soit hydrauliquement (lavage à contre-courant)

Les filtres tournants à toiles métalliques disposés en bande (filtre à chaîne) ou en tambour ; le nettoyage s'effectue par lavage des toiles par des rampes d'eau sous pression



**Figure 1 : Equipements en amont et en aval des pompes**

### **1.3. Vannes**

La bêche d'aspiration doit pouvoir être isolée de la rivière (ou du réservoir) le long de laquelle est implantée la station de pompage par des vannes murales mises en place derrière les gilles. On utilise des vannes plates à glissement dont la commande est assurée par des vis ou crémaillère. Ces vannes sont généralement placées en amont des murs constituant le cuvelage de la bêche

Un dispositif de signalisation de la position des vannes alimentant la bêche d'aspiration doit être prévu dans la salle de commande des pompes pour interdire leur mise en route quand ces vannes sont fermées.

### **1.4. Tulipe**

La nécessité de la tulipe dépend essentiellement de la vitesse d'entrée de l'eau dans la conduite d'aspiration. Pour des vitesses ne dépassant pas 0,8 m/s, il est possible de ne pas prévoir de tulipe. Cependant son utilisation permet de diminuer les pertes de charge. Aussi est-il recommandé d'en prévoir dès que la vitesse dépasse 0,5 m/s. L'utilisation des tulipes prend toute son importance pour l'installation des pompes hélices.

### **1.5. Crépine**

Tout comme la grille, la crépine évite l'entrée accidentelle dans la pompe de corps solides qui peuvent s'introduire dans la bêche d'aspiration. Elle est constituée par un cylindre perforé qui refuse le passage à des objets nettement plus petits que la grille.

L'obturation de la crépine engendre une perte de charge additionnelle à l'aspiration de la pompe, ce qui peut engendrer une cavitation dangereuse de la pompe.

Une crépine doit toujours être largement immergée pour éviter les entrées d'air et éloignée d'environ 0,3m du fond du puisard et, si possible, d'au moins deux diamètres des parois éventuelles.

### **1.6. Clapet d'aspiration, clapet à crépine**

Lorsque la pompe n'est pas immergée, un clapet anti-retour placé sur la canalisation d'aspiration évite à l'arrêt de la pompe un retour d'eau si le clapet anti-retour normalement placé au refoulement ferme mal ; de cette façon, il n'y a pas de risque de dévirage de la pompe.

Ce clapet placé à l'aspiration permet, d'autre part, de maintenir la colonne d'eau dans la conduite d'aspiration et le corps de pompe.

Ce clapet peut être combiné avec la crépine d'aspiration pour former un clapet à crépine.

### **1.7. Puisard pour pompe hélice**

En raison des grandes vitesses d'entrée dans les pompes hélices placées en puisard, les caractéristiques de fonctionnement de ces machines sont sensibles aux conditions d'écoulement dans le puisard.

### **1.8. Aspiration sur conduite**

L'eau à élever arrive à la station par une conduite que l'on relie directement au collecteur d'aspiration des pompes.

### **1.9. Conduite ou collecteur d'aspiration**

Sur une conduite d'aspiration, on évitera toute formation de poches d'air. Les parties horizontales comportent une légère pente (2%) montant en direction de la pompe afin de permettre l'évacuation permanente des bulles d'air qui pourraient être libérées dans l'eau.

La vitesse de circulation de l'eau dans la conduite d'aspiration sera de l'ordre de 0,8 à 1,2 m/s, afin de limiter les pertes de charge, notamment au droit des piquages vers les pompes. Ces piquages seront effectués de préférence en Y.

L'équipement du collecteur devra comporter tous les dispositifs nécessaires à son ventousage, à sa vidange et à sa visite (diamètre supérieur à 600 mm).

### **1.10. Joints**

Si la conduite d'aspiration est en dépression, une attention particulière sera donnée à l'étanchéité des joints afin de supprimer toute possibilité d'entrée d'air.

Des joints à brides permettant la décomposition des caoutchoucs sont généralement utilisés en vue du démontage pour entretien ou réparation des appareils tels que vannes, pompes, clapets.

### **1.11. Organes communs aux deux types d'aspiration**

De façon générale, on cherchera à limiter les pertes de charge d'une part et à éliminer tout dispositif risquant d'engendrer les entrées d'air d'autre part. Dans les types d'aspiration on utilise les organes suivants : coudes, dispositifs de guidage, vannes d'aspiration, convergent d'aspiration, et une petite centrale de vide comprenant un ballon de vide, des éjecteurs ou des pompes à vide, pour assurer l'amorçage de la pompe.

## **2. Equipements en aval : Refoulement**

### **2.1. Joints de raccordement**

La conduite de refoulement raccordée à la pompe ne doit pas lui transmettre d'effort parasite. Si des tassements différentiels entre le sol extérieur et la station sont à craindre, il est nécessaire de prévoir des joints donnant une certaine souplesse, du type joint Gibault, Perflex, Viking Johnson (voir figure suivante) ou similaires.

Ces joints ne sont toujours du type autobuté ; il faudra donc, dans ce cas, prévoir des massifs de butée. Si la conduite est autobutée, il y aura lieu de prévoir un dispositif rétablissant la continuité mécanique de la conduite. Des tirants placés autour du point reprennent les efforts hydrauliques. On profitera souvent de la présence de ce joint pour le combiner avec une fonction de joint d'ajustage permettant la compensation des tolérances de longueurs et d'écrasement des joints caoutchoucs. Ce joint facilitera le démontage de la pompe ou des appareillages aval.

## **2.2. Clapet de refoulement**

Le rôle de ce clapet placé à la sortie de la pompe est d'empêcher l'inversion du débit d'eau lors de l'arrêt de la pompe. Il permet de ne pas soumettre la conduite d'aspiration à la pression de refoulement et de la protéger contre les surpressions en provenance du réseau aval. Les clapets les plus utilisés sont des clapets à battant ; ils sont montés sur les conduites horizontales ; la figure suivante montre les différents types de clapets.

## **2.3. Vanne de refoulement**

Placée éventuellement après la pompe et le clapet anti-retour, la vanne de refoulement joue plusieurs rôles. Elle permet tout d'abord d'isoler la pompe lors des entretiens et démontages. Elle intervient aussi lors de la mise en marche dans le cas des pompes centrifuges. Pour celle-ci, la puissance absorbée est minimale à débit nul. Il est donc intéressant, dans le cas où des grosses puissances sont en jeu, de démarrer la pompe, vanne fermée pour limiter la durée du démarrage.

Dans le cas des pompes à hélices, la fermeture de la vanne de refoulement au démarrage de la pompe risque de provoquer un accident sur le moteur, en raison de la puissance absorbée en barbotage qui est très supérieure à la puissance absorbée en marche normale. C'est pourquoi ce type de (vanne) pompe n'est généralement pas équipé de vanne au refoulement, mais seulement d'un clapet anti-retour, ce qui nécessite toutefois la vidange de la conduite pour toute intervention sur la pompe ou le clapet.

Enfin, la vanne de refoulement peut avoir éventuellement un rôle de réglage. Compte tenu de la perte d'énergie qui en résulte, cette méthode de réglage du débit ne doit être appliquée qu'exceptionnellement.

## **2.4. Divergent et collecteur de refoulement**

La vitesse de l'eau à la sortie du diffuseur de certaines pompes peut être de 3 à 7 m/s. Les vitesses couramment admises dans les conduites de refoulement sont comprises entre 1 et 1,5 m/s. D'où la nécessité de prévoir à la sortie de la pompe

un divergent constitué d'un cône d'angle au sommet de 8 à 10°. Pour diminuer la longueur du divergent, il est possible d'utiliser un cône évasé dit cône trompette, constitué d'une succession de cônes de longueur 0,20m à 0,30m, d'angles au sommet croissants. Si plusieurs pompes sont raccordées sur le même collecteur, les piquages se feront en oblique (en Y).

Le collecteur est équipé des dispositifs classiques pour le ventousage et la vidange. Pour des conduites de diamètre supérieur à 600mm, il peut être prévu des orifices de visite des conduites pour leur nettoyage et, éventuellement, le resserrage des joints des vannes papillon.

## Chapitre 5 :

### STATIONS DE POMPAGE

Les chapitres précédents ont défini les principaux éléments d'une station de pompage, à savoir les pompes, les moteurs et les équipements divers. Il reste à considérer la station de pompage dans son ensemble.

#### 1. Disposition d'ensemble – conception architecturale de la station et ses annexes

##### 1.1. Le bâtiment

Pour les installations de faible puissance, la notion de station de pompage elle-même disparaît : c'est le cas par exemple des groupes motopompes transportables, installés au bord des rivières, pour des petites installations d'irrigation.

Pour les stations fixes, quelle que soit leur importance, les groupes et les appareillages divers devront être protégés contre les intempéries ou contre les rigueurs du climat. Les stations qui nous intéressent ici sont celles des pays chauds, qui ont une superstructure susceptible de résister aux vents et dégradations d'origines diverses (termites,...) ; on préfère des ossatures métalliques à des ossatures en bois.

Les parois latérales peuvent être des agglomérés, des briques, des tôles, des plaques d'amiante-ciment ; elles peuvent être ajourées ou complètement fermées afin de permettre une ventilation naturelle et l'évacuation des quantités de chaleur produites par les groupes.

Le toit est souvent construit en tôle ondulée, en plaques d'amiante-ciment, ou, pour des grosses stations, est composé d'une dalle en béton armé classique.

Il convient de noter que certains groupes électro-pompes spécialement protégés contre les intempéries, comme les groupes "out-door" et les groupes immergés à moteur submersible peuvent être utilisés à ciel ouvert ; dans ce cas, le bâtiment de la station, construit à l'écart des groupes, a pour seul but de protéger l'équipement électrique et les divers appareillages.

Cette solution présente l'inconvénient d'avoir recours à des moyens mobiles pour la manutention des groupes (installation, réparation) ; à cet effet, un camion grue ou un trépied mobile peuvent être utilisés.

Dans le cas général, le bâtiment abrite l'ensemble des installations : pont roulant, groupes, appareillage électrique. La surface couverte peut être déterminée par la figure ci-après.

### **1.2. Eclairage**

La superficie des fenêtres ou ouvertures doit avoir au-moins les 1/7 de la superficie couverte.

### **1.3. Ventilation**

La salle des pompes est protégée de manière à ce que toute la chaleur produite par les moteurs soit évacuée à l'extérieur. La différence de température admissible entre l'air intérieur et extérieur ne doit pas dépasser :

5° (présence permanente du personnel) ;

10° (présence accidentelle du personnel).

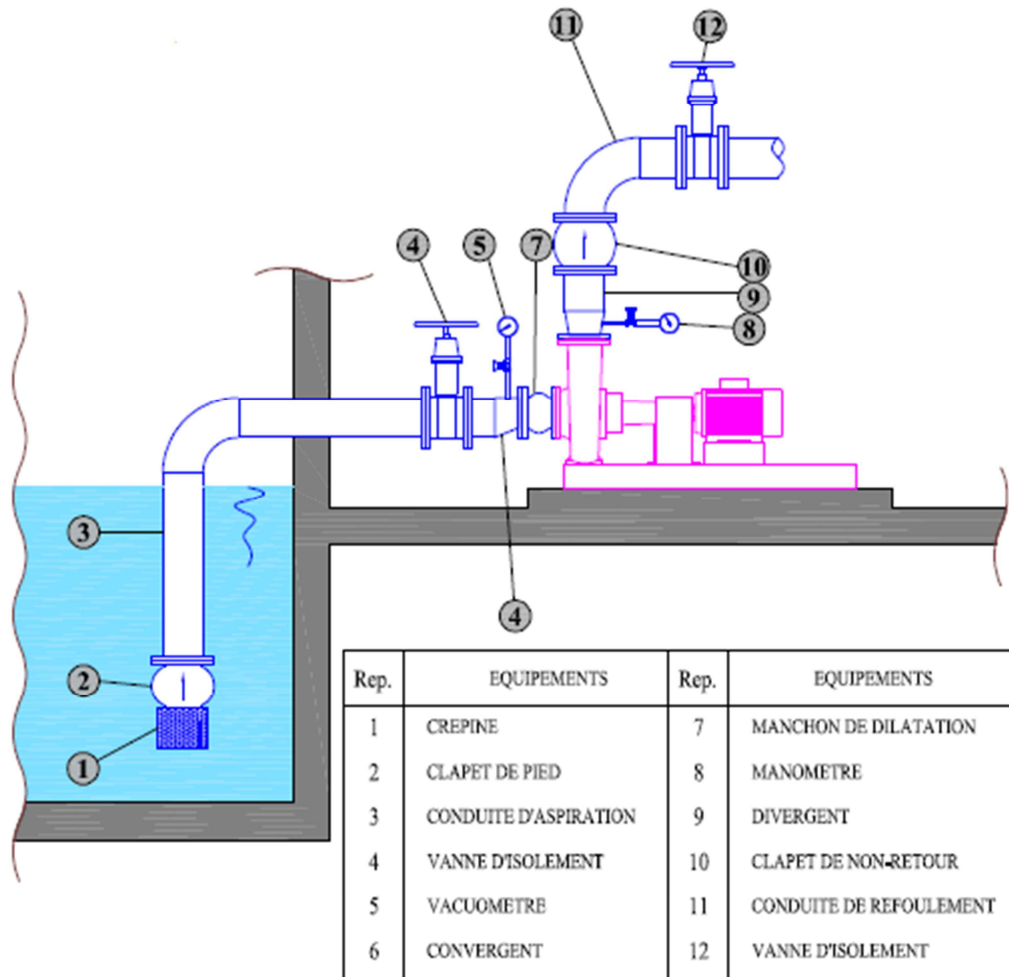
La température prise en compte est la température moyenne mensuelle à 13h pour le mois le plus chaud. Pour les stations importantes, la ventilation naturelle n'est généralement pas suffisante pour empêcher l'échauffement d'un bâtiment où sont réunis les groupes de pompage et le poste de transformation. (Voir figure)

Aussi, si l'on admet que la ventilation naturelle est suffisante pour refroidir le poste de transformation et les appareillages, on prévoit par contre pour la ventilation des moteurs des groupes, une ventilation forcée.

## **2. Schémas et règles d'installation**

En vue d'éviter de graves accidents de fonctionnement tels que cavitation, désamorçage, etc...., il convient lors de la conception ou de la réalisation des installations (tuyauterie, chambres d'aspiration, disposition des groupes), d'observer un certain nombre de règles ou de principes.

La figure suivante et sa légende inventorient l'ensemble des équipements devant s'installer à l'aspiration et au refoulement des pompes centrifuges. Il a été retenu le cas d'une pompe fonctionnant en aspiration, cas qui nécessite le plus d'attention dans le choix des équipements et de leurs caractéristiques.



**Figure** : Schéma d'installation

En REGLE GENERALE, il faut :

### **Pour les pompes centrifuges**

Eviter les points hauts sur la canalisation d'aspiration ; l'air qui s'y accumulerait entraînerait le désamorçage de la pompe. Raccorder la pompe à la conduite d'aspiration par des tronçons convergents à génératrice supérieure horizontale et des coudes à fort rayon. Ce dernier point est à considérer surtout pour les pompes à double entrée.

**Pour les pompes hélices**, il est nécessaire que la roue et la tulipe de la pompe soient non seulement immergées mais noyées sous une hauteur d'eau suffisante dont la valeur est à obtenir du constructeur.

### **Vitesses admissibles dans les conduites**

A titre indicatif, les vitesses couramment admissibles sont :

1. Conduites d'aspiration :

$$\phi \leq 250 \text{ mm} \quad v = 1,0 \text{ à } 1,2 \text{ m/s}$$

$$\phi > 250 \text{ mm} \quad v = 1,2 \text{ à } 1,6 \text{ m/s}$$

2. Conduites de refoulement :

$$\phi \leq 250 \text{ mm} \quad v = 1,5 \text{ à } 2,0 \text{ m/s}$$

$$\phi > 250 \text{ mm} \quad v = 2,0 \text{ à } 2,5 \text{ m/s}$$

### **3. Stations de pompage types**

Les stations de pompage types sont en général classées en fonction :

- Des différents types de pompes (principalement hélices et centrifuge) ;
- De la disposition des groupes ou des pompes (verticale, horizontale, immergée, à sec).

#### **4. Dispositions générales des groupes**

Deux cas principaux sont à envisager :

##### **Installation immergée**

La pompe est généralement montée verticalement. Le corps de la pompe est immergé à un niveau inférieur à celui des plus basses eaux. L'emploi de groupes submersibles (à moteur immergé) permet de supprimer les lignes d'arbres et réduit le génie civil.

##### **Installation à l'abri des eaux**

La pompe étant montée verticalement ou horizontalement dans un local spécial dit chambre des pompes, le puisage se fait, soit par une tuyauterie d'aspiration si la pompe est installée au-dessus du niveau d'eau, soit par une tuyauterie d'alimentation si la pompe travaille en charge.

Groupes électropompes immergés ou submersibles

Groupes immergés

Ils ont été mis au point vers 1950 pour l'équipement de puits ou de forages profonds dans lesquels la mise en place et la maintenance d'une ligne d'arbre de grande longueur entraînant une pompe immergée posaient des problèmes techniques difficiles.

Dans ce type de groupe, le moteur et la pompe, généralement multicellulaire à axe vertical, forment un ensemble monobloc immergé dans le puits ou le forage. En général, la pompe est placée à la partie supérieure, le moteur à la partie inférieure et entre les deux se trouve l'aspiration de la pompe (voir fig. a). A la partie supérieure se trouve l'orifice de la pompe sur lequel est fixée la tuyauterie de refoulement à laquelle est suspendu le groupe.

Groupes submersibles

Ils ont été mis au point ces dernières (années) décennies pour le pompage d'eaux de surface.

Ces groupes équipés de pompes centrifuges à roue ouverte ou à canaux sont très utilisés pour l'épuisement de fouilles de chantier et les stations de relevage d'eaux résiduaires ou usées en assainissement urbain et rural.

Les moteurs sont placés au-dessus de la pompe.

Les avantages des groupes submersibles sont les suivants :

- Encombrement et poids réduits facilitant transport et mise en œuvre ;
- Réduction de génie civil, la station étant en majeure partie souterraine ;
- Niveau sonore très réduit ;
- Refroidissement des groupes par l'eau pompée ;
- Pas de risque de gel ou de détérioration des groupes par les poussières ou vents de sable ;
- Facilité de maintenance.

Ces avantages ont conduit à développer l'utilisation des groupes submersibles en hydraulique agricole et urbaine pour lesquelles ont été mis au point des groupes submersibles avec pompe à canaux, semi-axiale ou axiale (hélice) susceptible d'être mise en place dans un tube (ou fourreau) comme représenté sur les schémas de figures suivantes. Les moteurs sont conçus suivant une technique différente de celles appliquées pour les groupes immergés de puits ou forage. En effet, soit ils sont complètement remplis d'huile (pompes de faible puissance type «vide cave» afin de protéger les bobinages statoriques des atteintes de l'eau, soit pour les installations plus importantes, ils fonctionnent à sec dans les carcasses rendues absolument étanches au passage de l'arbre par deux dispositifs superposés. L'un est situé côté moteur, l'autre côté pompe. Entre ces deux systèmes, se trouve une capacité remplie d'huile chargée de lubrifier ces dispositifs et de faire barrage à toute entrée de l'eau dans le moteur. Un dispositif électronique décèle toute trace d'eau dans l'huile afin de pouvoir y remédier avant détérioration du moteur.

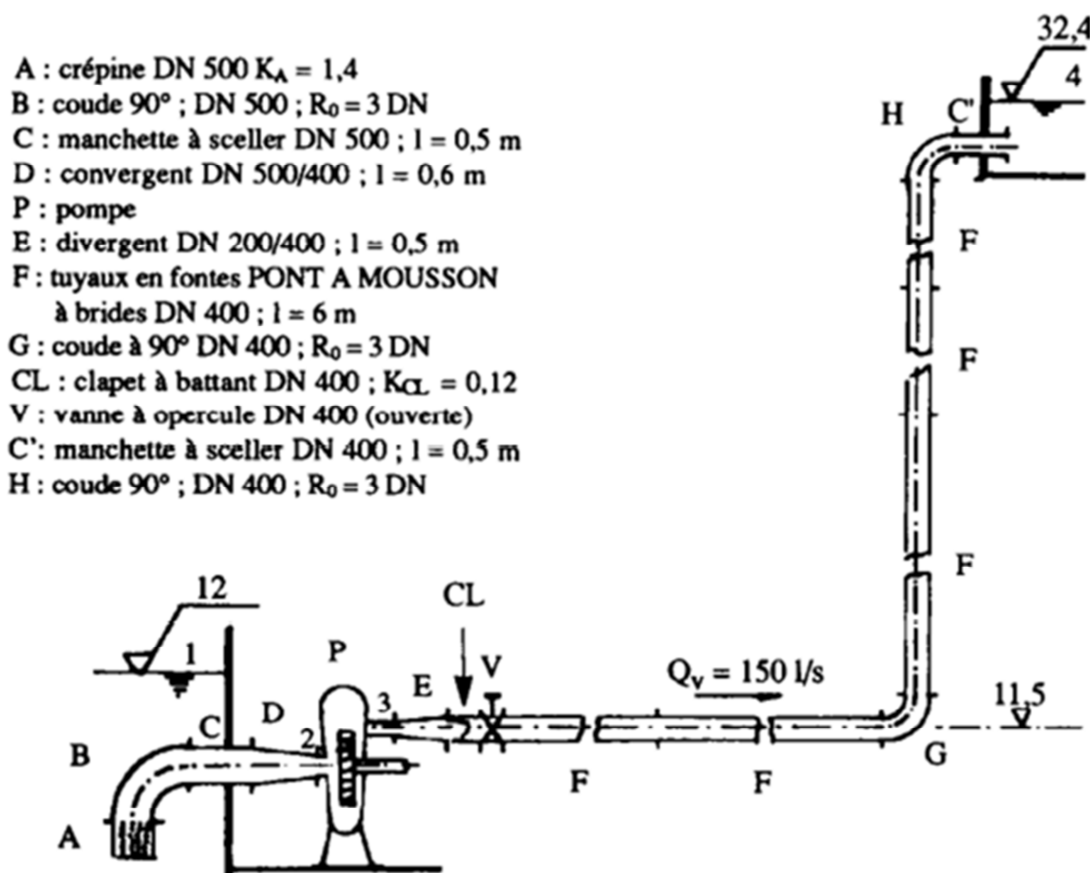
L'étanchéité entre le tube support constituant la conduite de refoulement et le groupe est assurée par un joint en élastomère sur lequel s'applique la poussée hydraulique de la pompe.

## 5. Calculs relatifs aux stations de pompage (travaux dirigés)

Ces calculs prennent appui sur les formules précédentes, relatives à la mécanique des fluides, à l'hydraulique générale, à l'hydraulique urbaine, etc...

Il sera procédé dans ce qui suit à une illustration de la méthodologie de calcul basée sur une petite station de pompage, objet du problème suivant :

**Problème** : Une station de pompage dont la figure est ci-dessous indiquée comporte les éléments suivants :



### Travail à faire :

1. Calculer la puissance que la pompe doit fournir au fluide.
2. Calculer l'action de l'eau sur le coude G, en grandeur et direction

Note : Pour l'eau,  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$  ;  $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ .

**Résolution**

1. Puissance hydraulique  $P_h$

Calculons à l'aide du théorème de Bernoulli avec charge moyenne, les charges  $H_2$  et  $H_3$  aux bornes de la pompe.

a)  $H_2$

$$H_1 = \alpha \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 \text{ avec } V_1 = 0 ; p_1 = p_{atm}$$

$$\Rightarrow H_1 = \frac{p_{at}}{\rho g} + z_1 - H_2$$

$$H_1 - H_2 = \frac{p_{at}}{\rho g} + z_1 - H_2 = \sum \Delta h_{12}$$

$$\sum \Delta h_{12} = \left( K_A + K_B + \frac{\lambda_a l_C}{D_a} \right) \frac{V_a^2}{2g} + K_D \frac{V_2^2}{2g}$$

$$\Rightarrow H_2 = \frac{p_{at}}{\rho g} + z_1 - \left( K_A + K_B + \frac{\lambda_a l_C}{D_a} \right) \frac{V_a^2}{2g} - K_D \frac{V_2^2}{2g}$$

Calculons les différents coefficients de perte de charge

$$K_A = 1,4$$

$$K_B = \left[ 0,131 + 1,847 \left( \frac{1}{6} \right)^{3,5} \right] \frac{90^\circ}{90^\circ} = 0,134$$

$$V_a = \frac{Q_v}{\rho g} = \frac{0,150}{0,1963} = 0,76 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{V_a D_a}{\nu} = \frac{0,76 \times 0,5}{10^{-6}} = 3,8 \times 10^5$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,1}{500} = 0,0002$$

}  $\Rightarrow$  On lit sur le graphique de Colebrook,  $\lambda_a = 0,016$

D est un divergent, la perte de charge est négligeable,  $K_D = 0$

On trouve :  $H_2 = 22,0 \text{ m d'eau}$

b)  $H_3$

$H_3$

$$H_4 = \alpha \frac{V_4^2}{2g} + \frac{p_4}{\rho g} + z_4 \text{ avec } V_4 = 0 \text{ et } p_4 = p_{at}$$

$$H_3 - H_4 = H_3 - \left( \frac{p_{at}}{\rho g} + z_4 \right) = \sum \Delta h_{34}$$

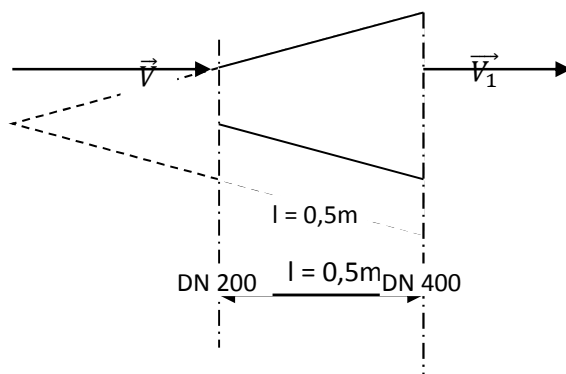
$$= K_E \frac{V^2}{2g} + \left( K_{CL} + K_V + K_G + K_H + K_{C'} + \frac{\lambda_r l_r}{D_r} \right) \frac{V_r^2}{2g}$$

$$l_r = 5l_F + l_{C'} = 5 \times 6 + 0,5 = 30,5 \text{ m}$$

$$H_3 = \left( \frac{p_{at}}{\rho g} + z_4 \right) + K_E \frac{V^2}{2g} + \left( K_{CL} + K_V + K_G + K_H + K_{C'} + \frac{\lambda_r l_r}{D_r} \right) \frac{V_r^2}{2g}$$

Calculons les différents coefficients de perte de charge

Divergent E :



La perte de charge dans le divergent est donnée par :  $\Delta h_E = K_E \frac{V^2}{2g}$

Avec  $K_E = b \left( 1 - \frac{d^2}{D^2} \right)$  et  $b = b(2\theta)$  (cf. voir table des principales pertes de charge singulières).

$$tg \theta = \frac{200}{1000} = 0,2 \Rightarrow \theta = 11,31^\circ \rightarrow 2\theta = 22,62^\circ \text{ et } b = b(22,62^\circ) = 0,4$$

$$K_E = 0,4 \left( 1 - \frac{200^2}{400^2} \right)^2 = 0,225$$

$$V = \frac{4Q_V}{\pi d^2} = 4,77m/s$$

Note : Pour le calcul de la perte de charge  $\Delta h_E$ , il faut considérer la vitesse la plus grande. Prendre  $V_r$  avec le coefficient  $K_E$  donné serait donc une erreur (une telle erreur ne changerait d'ailleurs pas grand-chose au résultat.).

$$K_{CL} = 0,12$$

V vanne à opercule ouverte au maximum, c'est-à-dire :  $\frac{x}{DN} = \frac{1}{8}$  , on lit

$$K_v = 0,07$$

G et H coude 90° ;  $R_0 = 2DN$  ; DN400

$$K_G = K_H = \left[ 0,131 + 1,847 \left( \frac{1}{4} \right)^{3,5} \right] \frac{90^\circ}{90^\circ} = 0,145$$

Au bout de C', il y a un élargissement brusque

$$K_{C'} = \left( 1 - \frac{S_r}{S} \right)^2 + \frac{1}{9} \left( \frac{S_r}{S} \right)^2 \text{ avec } S \gg S_r \Rightarrow K_{C'} = 1$$

$$V_r = \frac{Q_V}{\rho g} = \frac{0,150}{0,1257} = 1,19m/s$$

$$Re = \frac{V_r D_r}{\nu} = \frac{1,19 \times 0,4}{10^{-6}} = 4,8 \times 10^5$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,1}{400} = 0,00025$$

On lit sur le graphique de Colebrook,  $\lambda_r = 0,016$

Somme toute, on trouve :  $H_3 = 42,9m$

Appliquons le théorème de Bernoulli généralisé au niveau de la pompe :

$H_3 - H_2 = \frac{E}{g}$  ; E est l'énergie par unité de masse fournie par la pompe au fluide

$$P_h = q_m E : \text{puissance hydraulique}$$

$$P_h = q_m g (H_3 - H_2) \text{ avec } q_m = \rho q_v = 150kg/s$$

$P_h = 31300W$
----------------

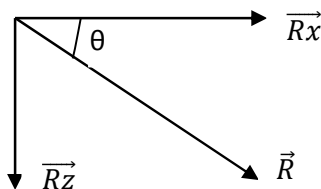
## 2. Action sur le coude G

Si on isole le tube de courant limité par les sections droites G1,G2 et la surface latérale du coude G et appliquons le théorème de la quantité de mouvement ; il vient :

$$Q_m(\vec{V}_2 - \vec{V}_1) = M\vec{g} + \vec{F}_1 + \vec{F}_2 - \vec{R}$$

En négligeant le poids du fluide contenu dans le tube de courant par rapport aux autres forces, on obtient les projections

Sur  $\vec{Ox}$  :



$$Q_m(0 - V_1) = F_1 + 0 - \overline{R_x}$$

$$\Rightarrow \overline{R_x} = F_1 + Q_m V_1$$

Sur  $\vec{Oz}$  :

$$Q_m(V_2 - 0) = 0 - F_2 - \overline{R_z}$$

$$\Rightarrow \overline{R_z} = -F_2 - Q_m V_2$$

Il faut maintenant calculer les pressions effectives dans les sections G1 et G2.

En appliquant le théorème de Bernoulli avec charge moyenne entre G2 et 4, on a ce qui suit :

$$H_{G2} = \alpha \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2$$

$$H_4 = \frac{p_{at}}{\rho g} + z_4$$


---

$$H_{G2} - H_4 = \alpha \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 - \frac{p_{at}}{\rho g} - z_4 = \sum \Delta h_{G2,4} = \left( \frac{\lambda l}{D} + K_H + K_C \right) \frac{V_r^2}{2g}$$

$$\Rightarrow \frac{p_2 - p_{at}}{\rho g} = (z_4 - z_2) - \left( \alpha + \frac{\lambda l}{D} + K_H + K_C \right) \frac{V_r^2}{2g}$$

$$l = 3 \times l_f + l_c, = 18,5m$$

$$z_2 = 11,5 + R_o = 11,5 + 3DN = 12,7m \quad \text{et} \quad \frac{p_2 - p_{at}}{\rho g} = 19,49m$$

$$F_2 = \frac{p_2 - p_{at}}{\rho g} \cdot S_2 \cdot \rho g = 19,49 \times 10^4 \times 0,1257 = 24499N$$

Appliquons le théorème de Bernoulli avec charge moyenne entre G1 et G2 :

$$\alpha \frac{V_{G1}^2 - V_{G2}^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = z_1 - z_2 = K_G \frac{V_r^2}{2g}$$

$$\frac{p_1 - p_{at}}{\rho g} = \frac{p_2 - p_{at}}{\rho g} + R_o + K_G \frac{V_r^2}{2g} = 20,70m$$

$$F_1 = \frac{p_1 - p_{at}}{\rho g} \cdot S_1 \cdot \rho g = 20,70 \times 10^4 \times 0,1257 = 26019N$$

$$\overline{R_x} = 26019 + 150 \times 1,19 = 26198N$$

$$\overline{R_z} = -24499 + 150 \times 1,19 = -24678N$$

$$\tan \theta = \frac{\overline{R_x}}{\overline{R_z}} = \frac{-24678}{26198} = -0,94198 \Rightarrow \theta = -43,3^\circ$$

$$\|\vec{R}\| = (R_x^2 + R_z^2)^{1/2} = 35990N \approx 36000N$$

Direction par rapport à l'horizontale  $\theta = -43,3^\circ$  sens des  $x > 0$  et des  $z < 0$

**Exercice**

Une pompe doit aspirer de l'eau d'une cuve à un réservoir comme l'indique la figure. Le débit volume d'eau transporté est  $\dot{Q} = 10L/s$ . La conduite d'aspiration de diamètre  $D_1 = 125\text{ mm}$  est raccordée de façon saillante à la cuve. Le raccordement de la cuve à la conduite d'aspiration engendre une perte de charge singulière de coefficient  $K_1 = 1$ . Sur la conduite d'aspiration, on note un clapet de coefficient de perte de charge  $K_2 = 1,2$  et un coude à  $90^\circ$  de coefficient de perte de charge  $K_3$  et de rayon de courbure  $r = 375\text{ mm}$ . La longueur de la conduite d'aspiration de rugosité absolue  $\varepsilon = 0,1\text{ mm}$  est  $L_1 = 18\text{ m}$ . La sortie de la pompe est reliée à la conduite de refoulement de diamètre  $D_2 = 80\text{ mm}$ , de longueur  $L_2 = 125\text{ m}$  et de même rugosité absolue  $\varepsilon = 0,1\text{ mm}$ . Le passage de la conduite de refoulement au réservoir de stockage se fait avec une perte de charge singulière de coefficient  $K_3$ . La masse volumique de l'eau est  $1000\text{ kg/m}^3$ . On prendra  $g = 9,81\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

1. Calculer la hauteur manométrique totale de la pompe requise.
2. Quelle est la puissance électrique de la pompe à choisir pour un rendement global  $\eta = 80\%$ .

On donne la formule de Weisbach : 
$$K = \frac{\alpha}{90} \left[ 0,131 + 1,847 \left( \frac{D}{2r} \right)^{3,5} \right].$$

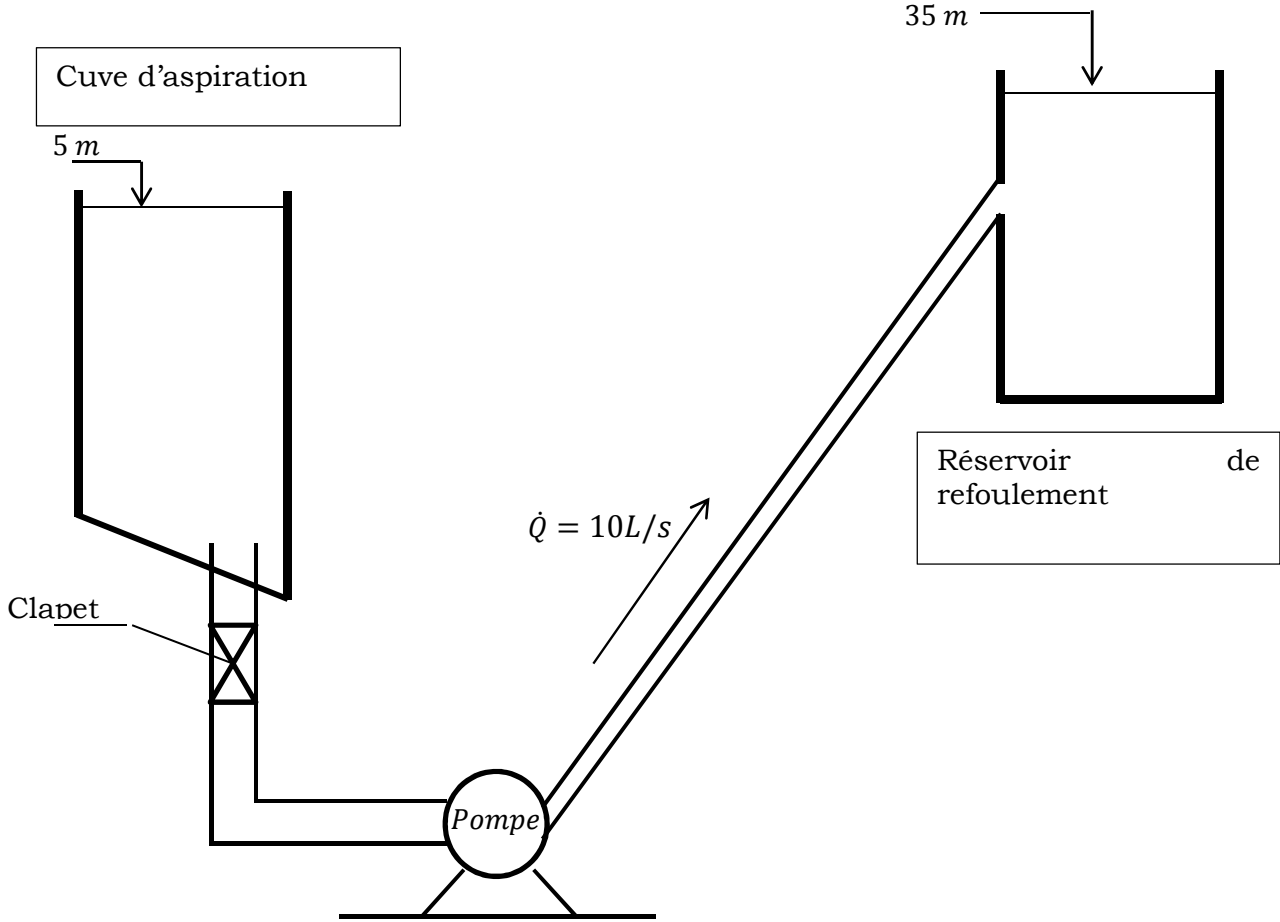


Figure : Pompe en Charge

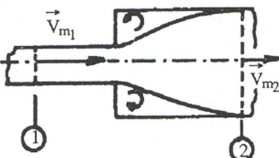
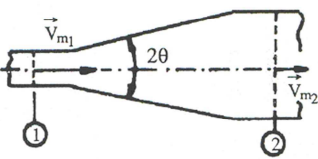
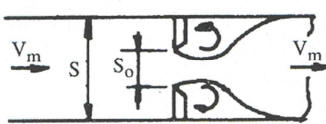
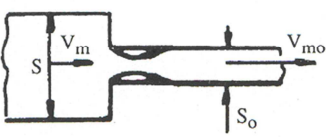
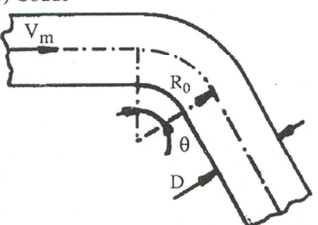
**ANNEXES**

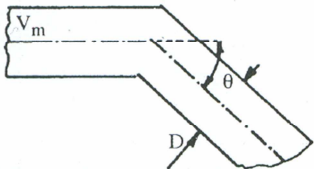
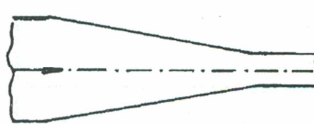
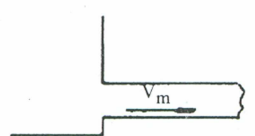
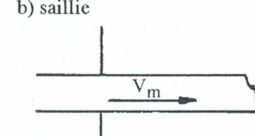
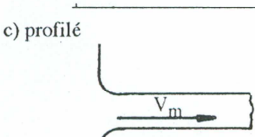
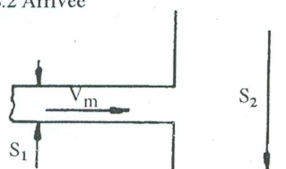
Le tableau ci-dessous illustre les ordres de grandeur de la rugosité moyenne  $\varepsilon$  (mm) pour divers types de conduites.




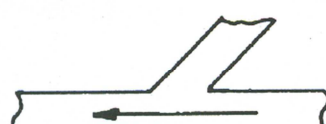



tube étiré (verre, cuivre, laiton)		$\varepsilon < 0.001$
tube industriel en laiton		0.025
tuyau en acier laminé	neuf	0.05
	rouillé	$0.15 < \varepsilon < 0.25$
	bitumé	0.015
tuyau en acier soudé	neuf	$0.03 < \varepsilon < 0.1$
	rouillé	0.4
tuyau en fonte moulé	neuf	0.25
	rouillé	$1 < \varepsilon < 1.5$
	bitumé	0.1
tuyau en ciment	brut	$1 < \varepsilon < 3$
	lissé	$0.3 < \varepsilon < 0.8$

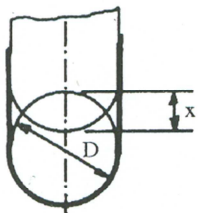
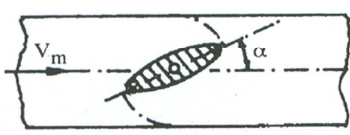
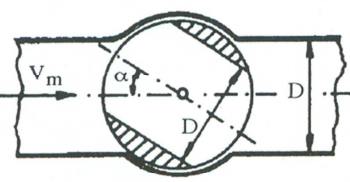
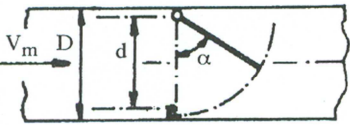
En pratique on peut déterminer le coefficient de frottements  $f$  à partir du diagramme de Moody qui est une représentation graphique de  $f$  en fonction de  $Re$ , paramétrée par des valeurs de  $\varepsilon/D$ .

L'annexe sur les pages suivantes donne le coefficient de perte de charge singulière  $K$ , pour un certain nombre de singularités.

SINGULARITE	PERTE DE CHARGE	VALEUR DE K																								
1) Elargissement brusque 	$K \frac{V_{m1}^2}{2g}$	Formule de Barré de St Venant $K = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 + \frac{1}{9} \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2$																								
2) Elargissement progressif 	$K \frac{V_{m1}^2}{2g}$	$K = b \left(\frac{d^2}{D^2} - 1\right)^2$ avec <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>2θ</td> <td>5°</td> <td>6°</td> <td>7°</td> <td>8°</td> <td>10°</td> </tr> <tr> <td>b</td> <td>0,049</td> <td>0,062</td> <td>0,075</td> <td>0,088</td> <td>0,119</td> </tr> </table> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>2θ</td> <td>16</td> <td>18</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> </tr> <tr> <td>b</td> <td>0,245</td> <td>0,307</td> <td>0,389</td> <td>0,8</td> <td>0,9</td> </tr> </table>	2θ	5°	6°	7°	8°	10°	b	0,049	0,062	0,075	0,088	0,119	2θ	16	18	20	30	40	b	0,245	0,307	0,389	0,8	0,9
2θ	5°	6°	7°	8°	10°																					
b	0,049	0,062	0,075	0,088	0,119																					
2θ	16	18	20	30	40																					
b	0,245	0,307	0,389	0,8	0,9																					
Si $2\theta > 40^\circ$ , il y a décollement du fluide; comportement comme un élargissement brusque																										
3) Diaphragme 	$K \frac{V_m^2}{2g}$	$K = \left(\frac{S}{m S_o} - 1\right)^2 + \frac{1}{9}$ avec $m = 0,62$																								
4) Rétrécissement de Longueur L 	$K \frac{V_{m0}^2}{2g}$	$K = \left(\frac{1}{m} - 1\right)^2 + \frac{1}{9}$ avec $m = 0,62$ $K = 0,49$ ; on prend $K = 0,5$ valable pour S suffisamment différent de $S_o$																								
5) Coude 	$K \frac{V_m^2}{2g}$	Formule de Weisbach $K = \left[ 0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2R_0}\right)^{\frac{7}{2}} \right] \frac{\theta}{90^\circ}$ θ en degrés																								

SINGULARITE	PERTE DE CHARGE	VALEUR DE K
<p>6) Coude à angles vifs</p> 	$K \frac{V_m^2}{2g}$	<p>Formule de Weisbach</p> $K = 0,947 \sin^2 \frac{\theta}{2} + 2,047 \sin^4 \frac{\theta}{2}$
<p>7) Rétrécissement progressif</p> 	<p>négligeable</p>	
<p>8) Raccordements Conduite-Réservoir</p> <p>8.1 Départ</p> <p>a) brusque</p> 	$K \frac{V_m^2}{2g}$	$K = 0,5$
<p>b) saillie</p> 	$K \frac{V_m^2}{2g}$	$K = 1$
<p>c) profilé</p> 	$K \frac{V_m^2}{2g}$	$K = 0,05$
<p>8.2 Arrivée</p> 	$K \frac{V_m^2}{2g}$	$K = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 + \frac{1}{9} \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 \text{ avec } S_2 \gg S_1$ $K \approx 1$ <p>valable quelle que soit la forme d'arrivée</p>

SINGULARITE	PERTE DE CHARGE	VALEUR DE K
9) Branchements et dérivations de mêmes diamètres (d'après SCIMEMI)		
	$K \frac{V_m^2}{2g}$	$K = 0,5$
	$K \frac{V_m^2}{2g}$	$K = 1$
	$K \frac{V_m^2}{2g}$	$K = 3$
	$K \frac{V_m^2}{2g}$	$K = 0,05$
	$K \frac{V_m^2}{2g}$	$K = 0,15$
	$K \frac{V_m^2}{2g}$	$K = 1,5$
	$K \frac{V_m^2}{2g}$	$K = 0,10$

SINGULARITE	PERTE DE CHARGE	VALEUR DE K																														
ROBINETTERIES																																
10) Vanne opercule 	$K \frac{V_m^2}{2g}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\frac{x}{D}</math></th> <th><math>\frac{1}{8}</math></th> <th><math>\frac{2}{8}</math></th> <th><math>\frac{3}{8}</math></th> <th><math>\frac{4}{8}</math></th> <th><math>\frac{5}{8}</math></th> <th><math>\frac{6}{8}</math></th> <th><math>\frac{7}{8}</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>K</td> <td>0,07</td> <td>0,26</td> <td>0,81</td> <td>2,06</td> <td>5,52</td> <td>17</td> <td>98</td> </tr> </tbody> </table> <p>La réduction du débit est sensible en fin de course.</p>	$\frac{x}{D}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{2}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{4}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{6}{8}$	$\frac{7}{8}$	K	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17	98														
$\frac{x}{D}$		$\frac{1}{8}$	$\frac{2}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{4}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{6}{8}$	$\frac{7}{8}$																								
K	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17	98																									
11) Vanne papillon 	$K \frac{V_m^2}{2g}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\alpha^\circ</math></th> <th>5</th> <th>10</th> <th>15</th> <th>20</th> <th>30</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>K</td> <td>0,24</td> <td>0,52</td> <td>0,90</td> <td>1,5</td> <td>3,9</td> </tr> </tbody> </table> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\alpha^\circ</math></th> <th>40</th> <th>45</th> <th>50</th> <th>60</th> <th>70</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>K</td> <td>11</td> <td>19</td> <td>33</td> <td>118</td> <td>750</td> </tr> </tbody> </table>	$\alpha^\circ$	5	10	15	20	30	K	0,24	0,52	0,90	1,5	3,9	$\alpha^\circ$	40	45	50	60	70	K	11	19	33	118	750						
$\alpha^\circ$		5	10	15	20	30																										
K	0,24	0,52	0,90	1,5	3,9																											
$\alpha^\circ$	40	45	50	60	70																											
K	11	19	33	118	750																											
12) Robinet à Boisseau 	$K \frac{V_m^2}{2g}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\alpha^\circ</math></th> <th>5</th> <th>10</th> <th>15</th> <th>20</th> <th>25</th> <th>30</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>K</td> <td>0,05</td> <td>0,29</td> <td>0,75</td> <td>1,6</td> <td>3,1</td> <td>5,5</td> </tr> </tbody> </table> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\alpha^\circ</math></th> <th>35</th> <th>40</th> <th>45</th> <th>50</th> <th>55</th> <th>60</th> <th>65</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>K</td> <td>9,7</td> <td>17</td> <td>31</td> <td>53</td> <td>110</td> <td>206</td> <td>490</td> </tr> </tbody> </table>	$\alpha^\circ$	5	10	15	20	25	30	K	0,05	0,29	0,75	1,6	3,1	5,5	$\alpha^\circ$	35	40	45	50	55	60	65	K	9,7	17	31	53	110	206	490
$\alpha^\circ$		5	10	15	20	25	30																									
K	0,05	0,29	0,75	1,6	3,1	5,5																										
$\alpha^\circ$	35	40	45	50	55	60	65																									
K	9,7	17	31	53	110	206	490																									
13) Clapet à battant  <p style="text-align: center;"><math>d = 0,73 D</math></p>	$K \frac{V_m^2}{2g}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\alpha^\circ</math></th> <th>15</th> <th>20</th> <th>25</th> <th>30</th> <th>45</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>K</td> <td>90</td> <td>62</td> <td>42</td> <td>30</td> <td>20</td> </tr> </tbody> </table> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\alpha^\circ</math></th> <th>40</th> <th>45</th> <th>50</th> <th>60</th> <th>70</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>K</td> <td>14</td> <td>9,5</td> <td>6,6</td> <td>3,2</td> <td>1,7</td> </tr> </tbody> </table> <p>La Société PONT A MOUSSON donne les valeurs de K pour le clapet positionné horizontalement, comme sur le schéma alors que M. CARLIER (Hydraulique générale et appliquée) donne les mêmes valeurs pour le clapet positionné vericalement.</p>	$\alpha^\circ$	15	20	25	30	45	K	90	62	42	30	20	$\alpha^\circ$	40	45	50	60	70	K	14	9,5	6,6	3,2	1,7						
$\alpha^\circ$		15	20	25	30	45																										
K	90	62	42	30	20																											
$\alpha^\circ$	40	45	50	60	70																											
K	14	9,5	6,6	3,2	1,7																											