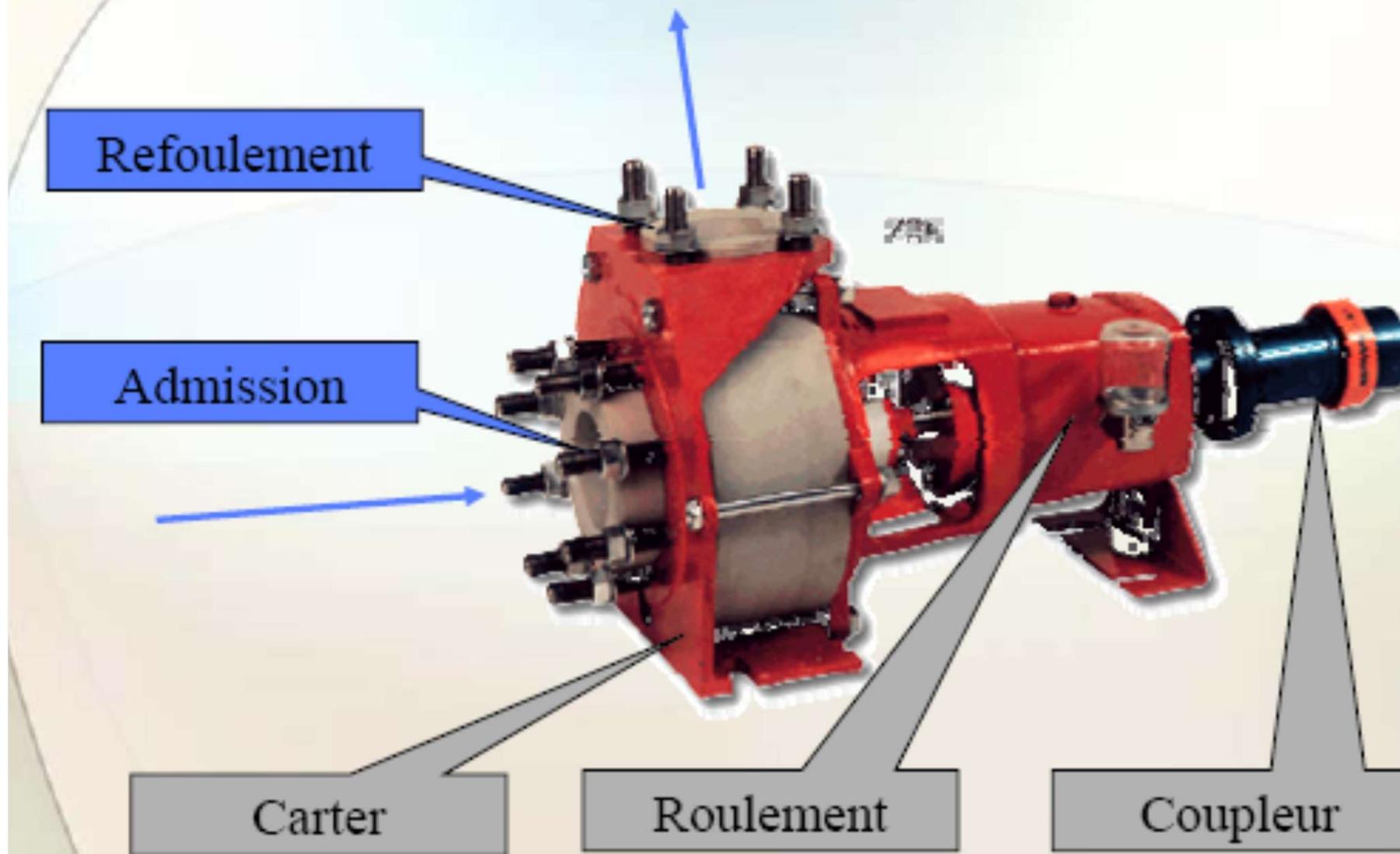


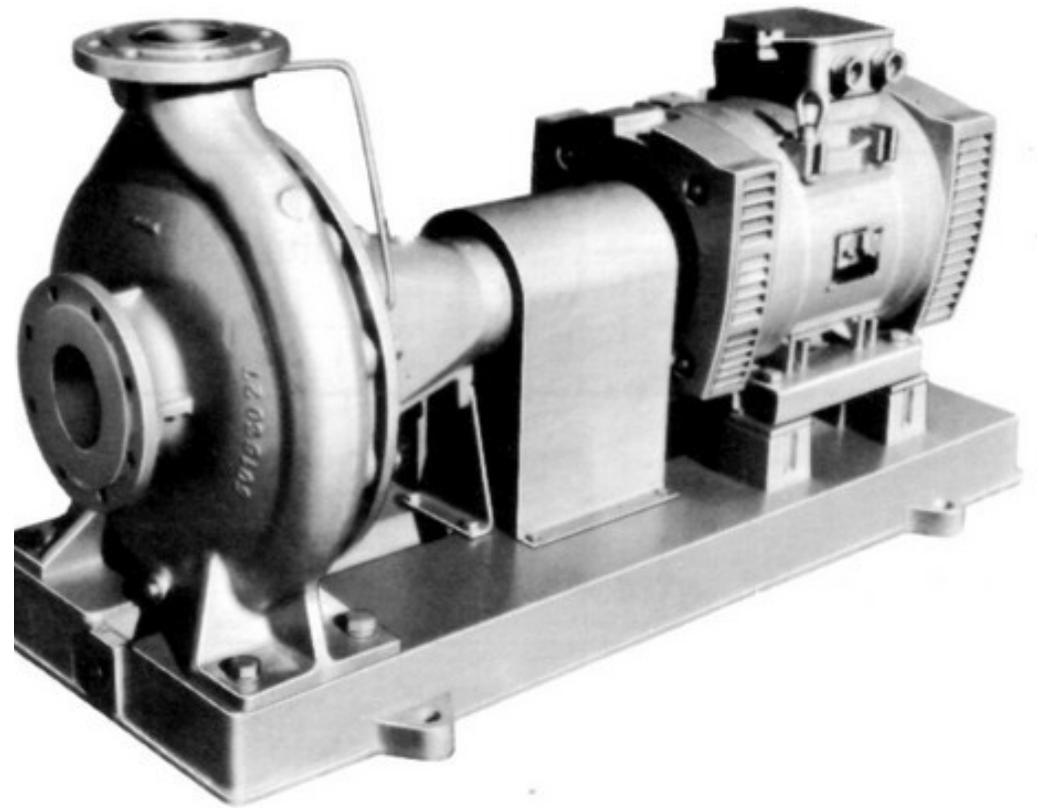
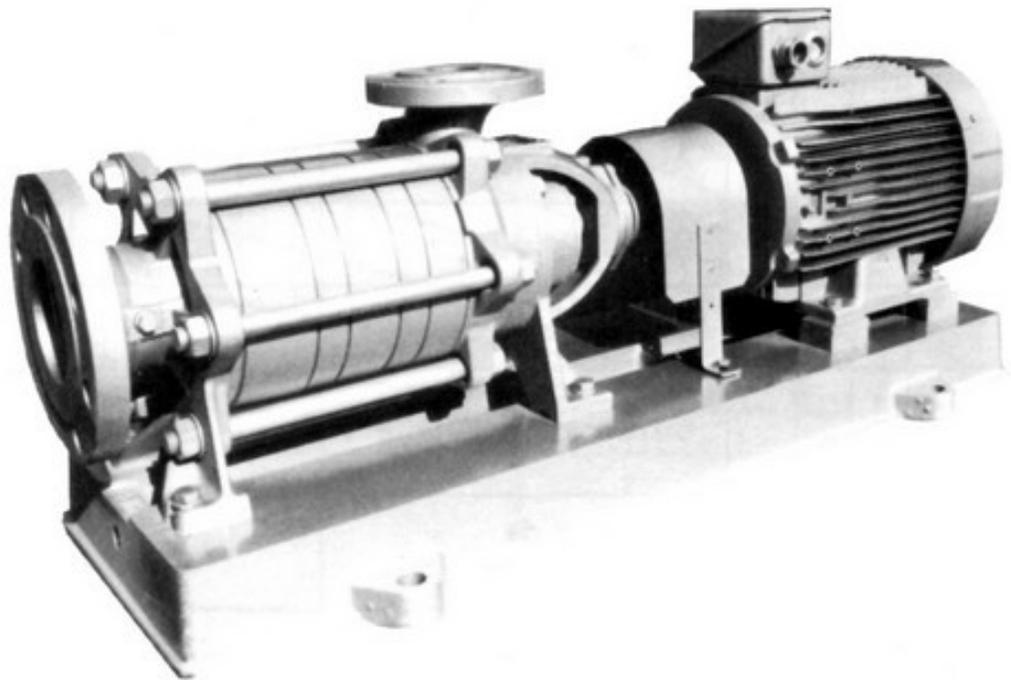
**CH I**

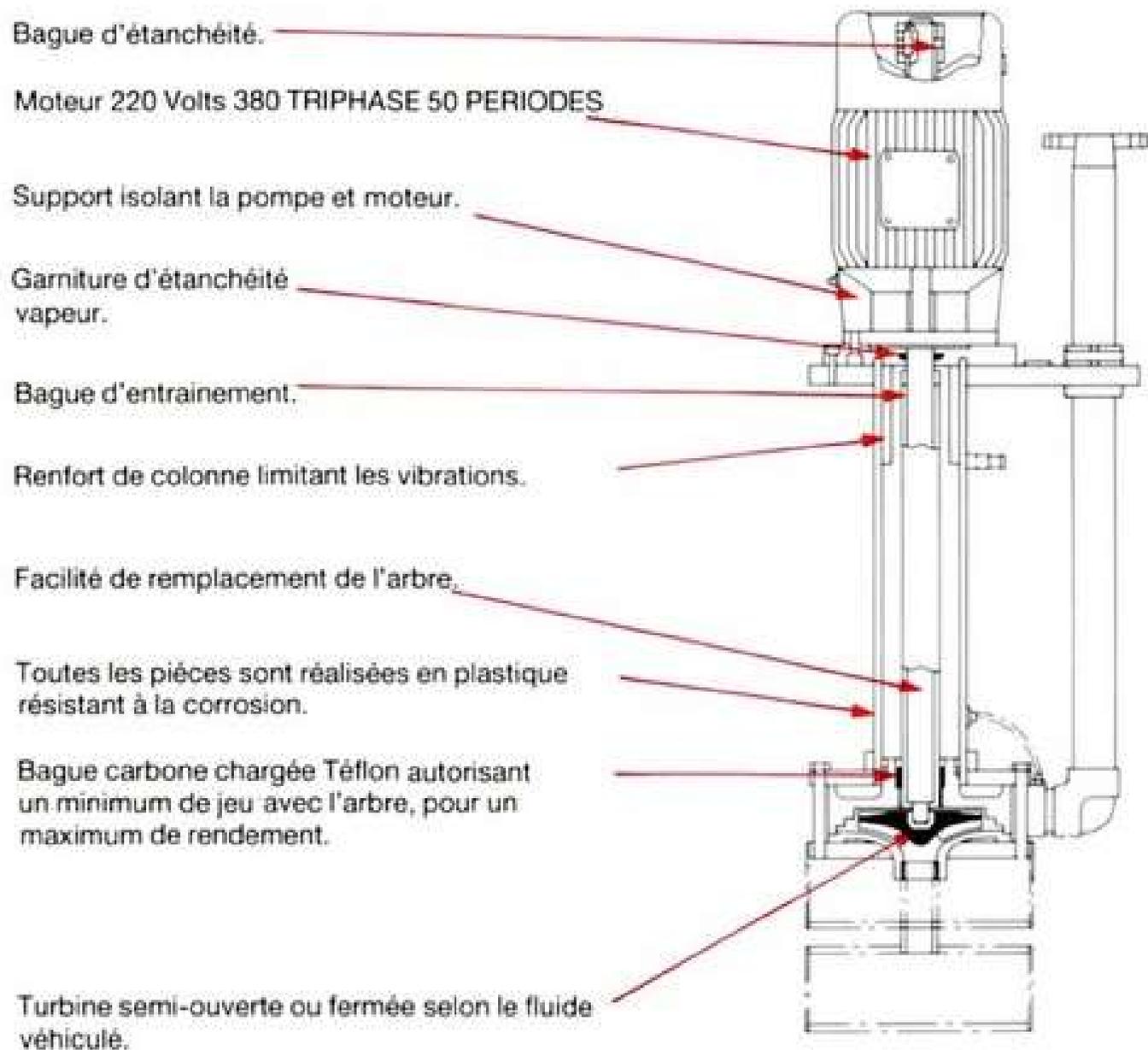
**Rappels sur les pompes**

H. Bouchelkia

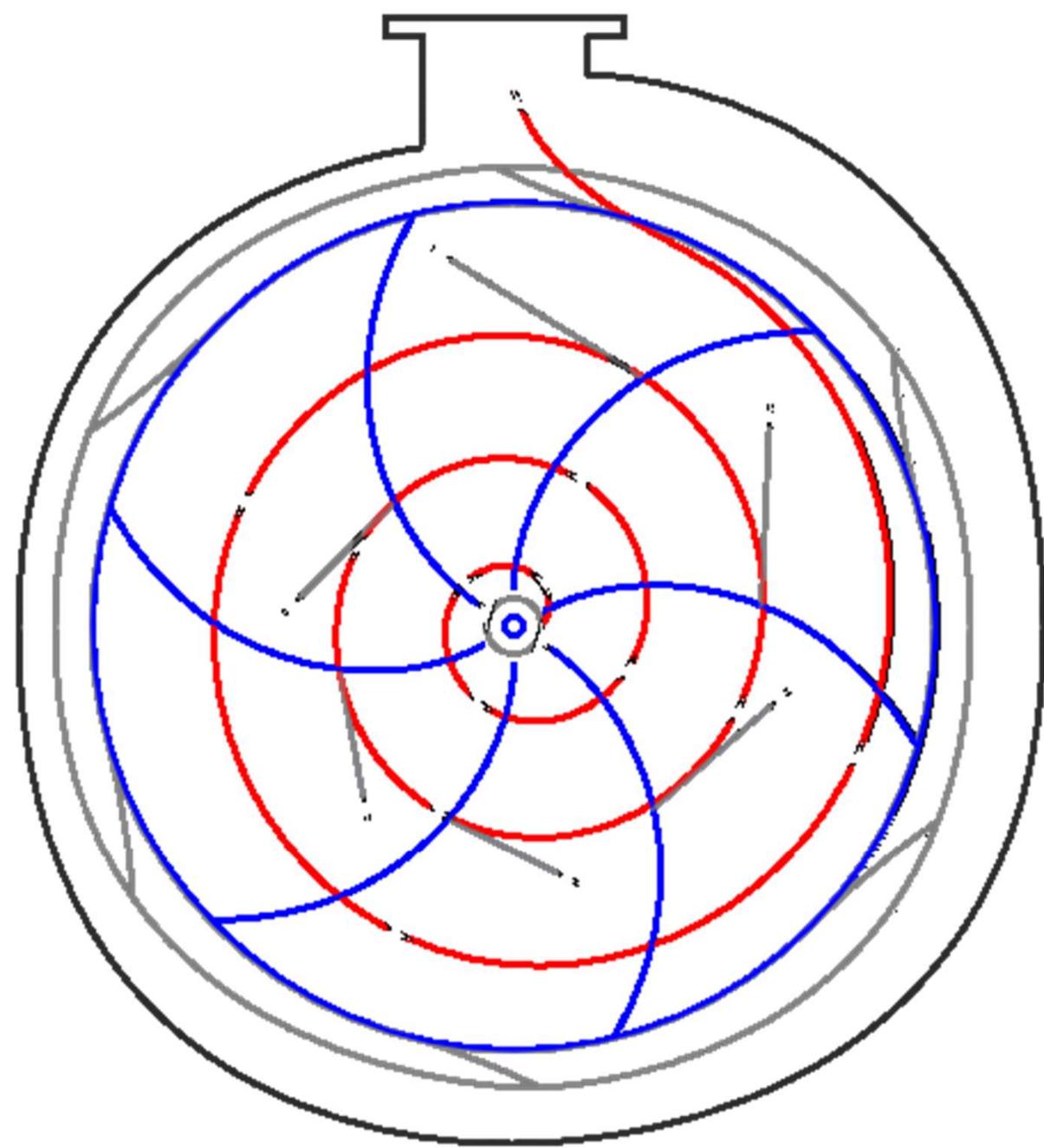
# POMPES CENTRIFUGES:





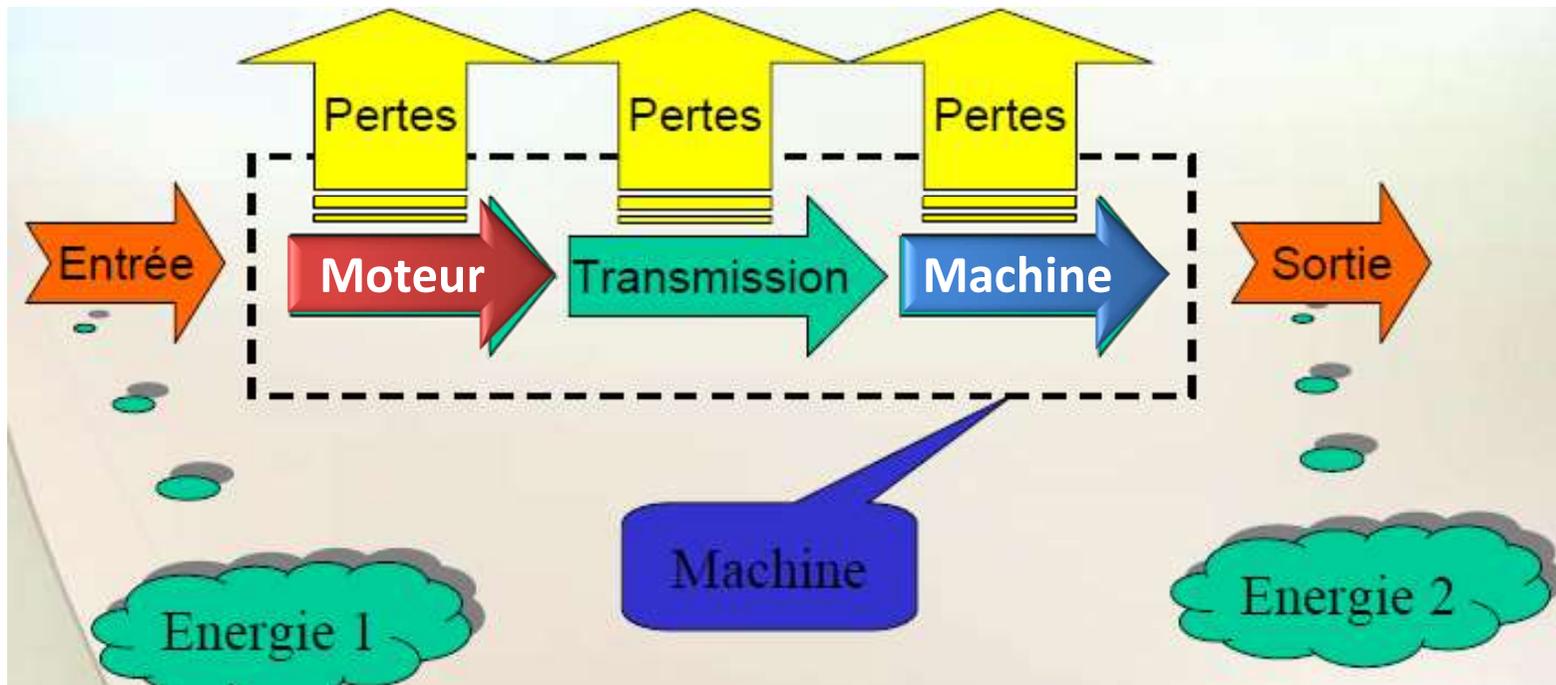


- Photos de pompes de puits (Doc. Vanton)



# pompes

Ensemble de mécanismes combinés pour recevoir une certaine forme définie d'énergie, la transformer et la restituer sous une forme plus appropriée ou pour produire un effet donné.



# LES POMPES

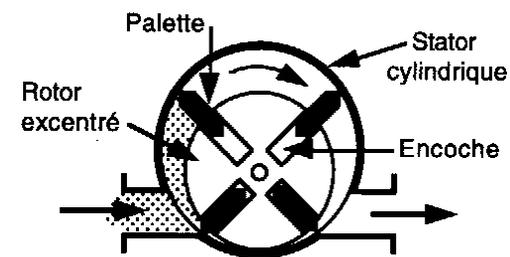
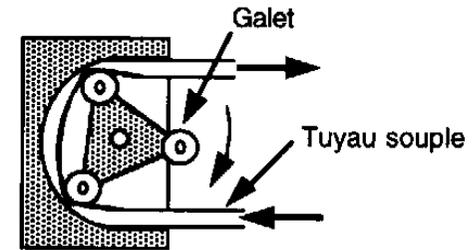
Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :

- Les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- Les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités ...
- Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression ...

Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes :

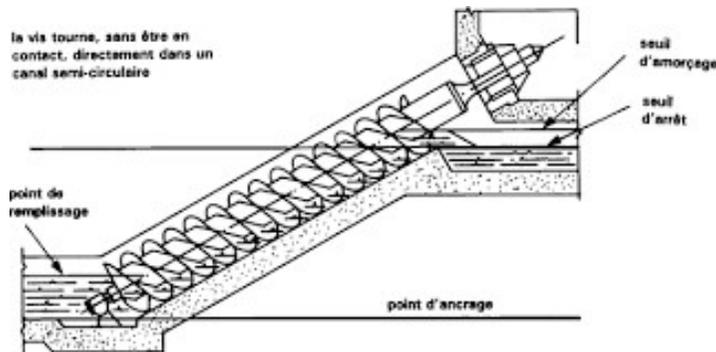
- Les pompes volumétriques qui mettent en œuvre l'énergie de pression, comprenant les pompes alternatives (à piston, à diaphragme, ...) et les pompes rotatives (à vis, à engrenage, à palettes, hélicoïdales, péristaltiques ...).



Dans les *pompes volumétriques*, l'énergie de pression est fournie directement au liquide incompressible par variations successives d'un volume raccordé alternativement à l'orifice d'aspiration et à l'orifice de refoulement.

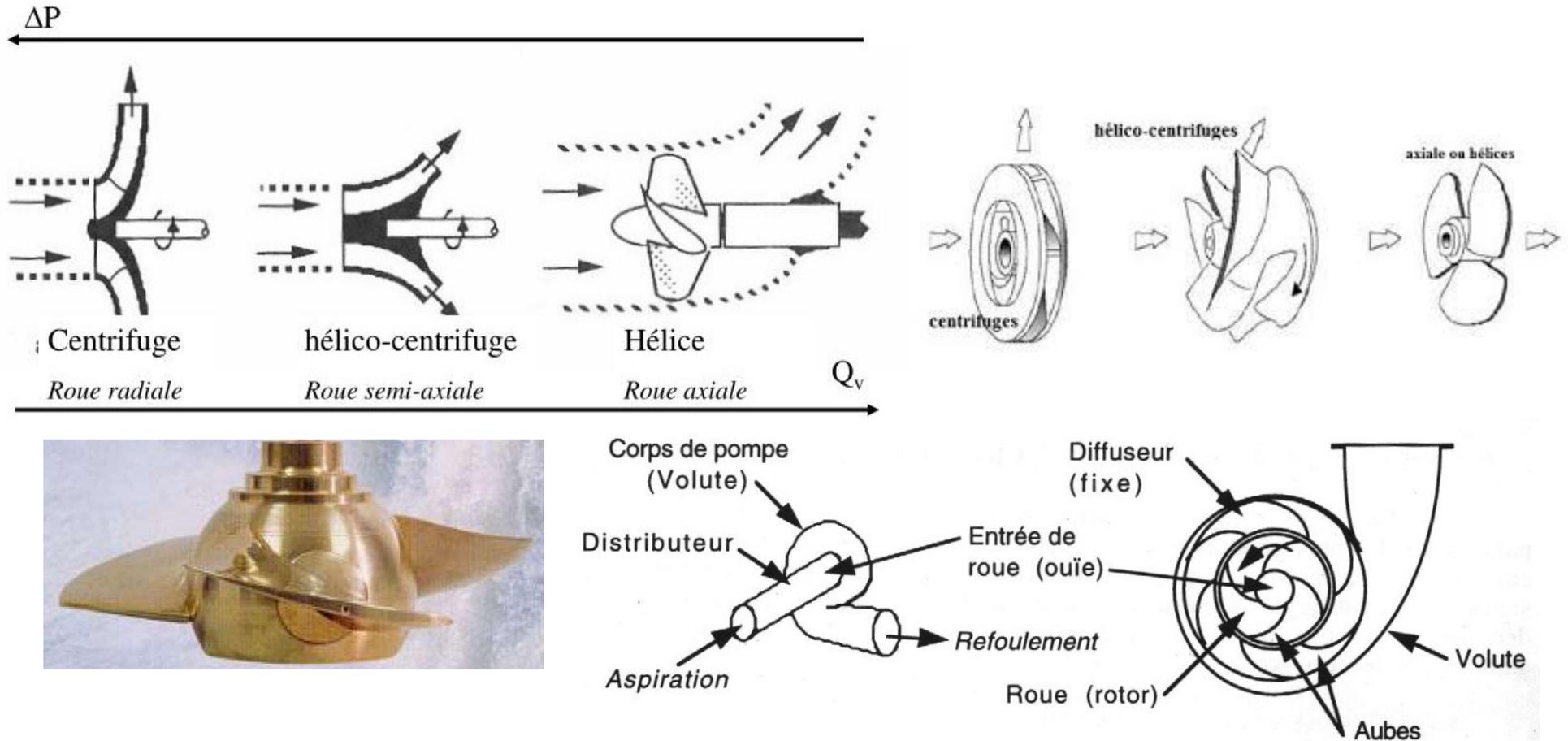


- **les pompes à capacité** qui mettent en œuvre l'énergie d'altitude.



**Dans les pompes à capacité** (aussi appelées machines élévatoires), le liquide est enfermé dans une capacité qui est élevée à une cote désirée. C'est le cas des roues à augets, chaînes à godets, norias, des vis d'Archimède.

- **Les turbo-pompes** qui mettent en oeuvre l'énergie de vitesse, elles sont toutes rotatives ; elles regroupent les pompes centrifuges, à hélice, hélico-centrifuges.



Dans les *turbopompes*, une roue, munies d'aubes ou d'ailettes animées d'un mouvement de rotation, fournit au liquide de l'énergie cinétique dont une partie est transformée en énergie de pression par réduction des vitesses.

## Les turbopompes

Au sens le plus général du terme, une turbomachine est une machine dont la pièce essentielle est une roue portant des aubes disposées symétriquement autour de l'axe. L'écoulement du liquide sur ces aubes provoque l'échange d'énergie entre la veine liquide et l'arbre de la machine.

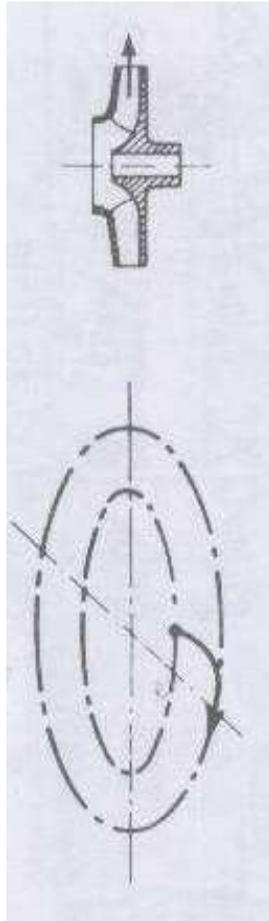
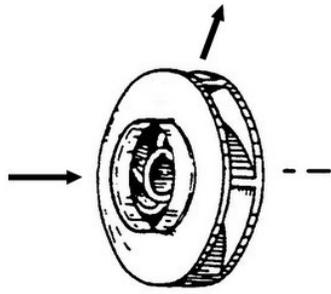
Si la turbomachine diminue l'énergie de la veine liquide entre l'entrée et la sortie de la machine par sa transformation partielle en énergie mécanique, on a affaire à une **turbine**,

Si la turbomachine augmente cette énergie en faisant appel à une source d'énergie mécanique extérieure, on a affaire à une **turbopompe**.

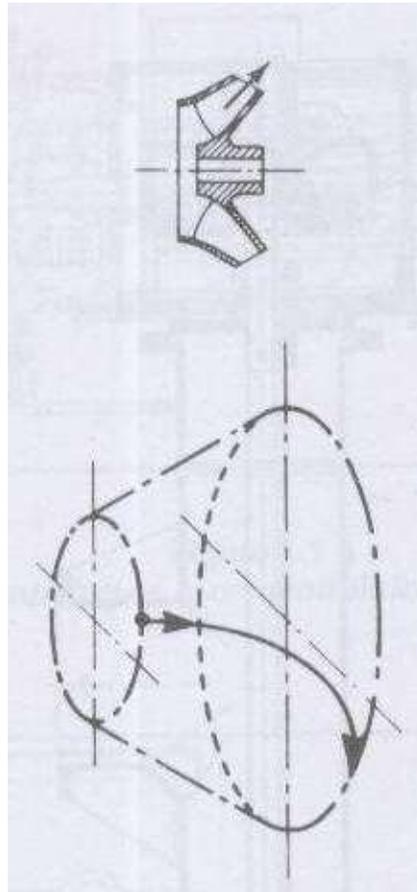
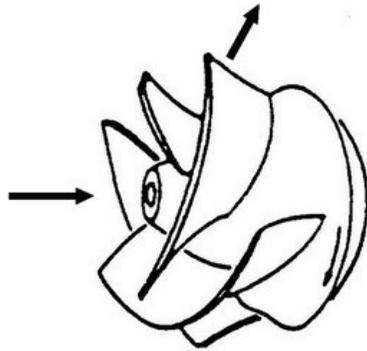
Suivant le type de rotor et le mode d'action, on distingue dans la famille des turbopompes,

- les pompes centrifuges,
- les pompes hélices ou axiales,
- les pompes hélico-centrifuges ou semi axiales.

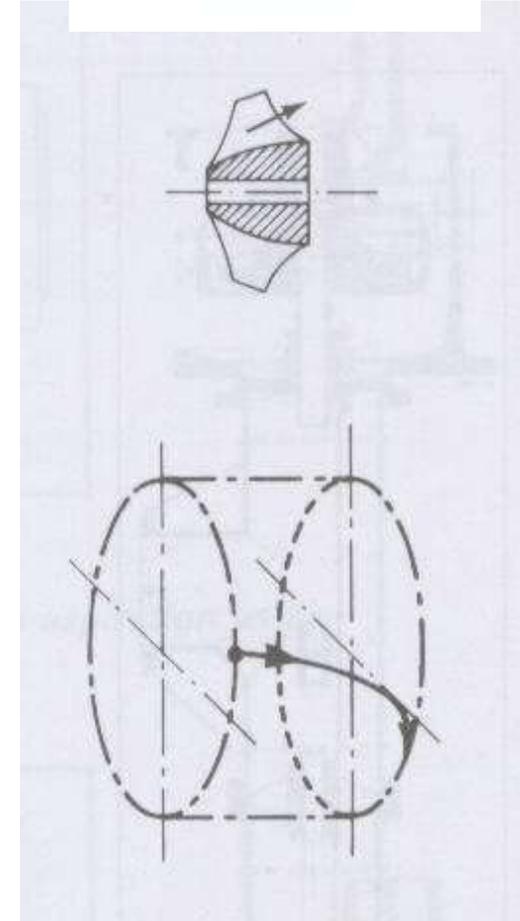
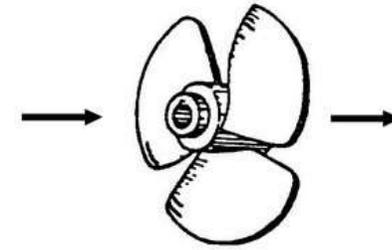
Cette classification est basée sur la forme de la trajectoire à l'intérieur du rotor de la pompe.



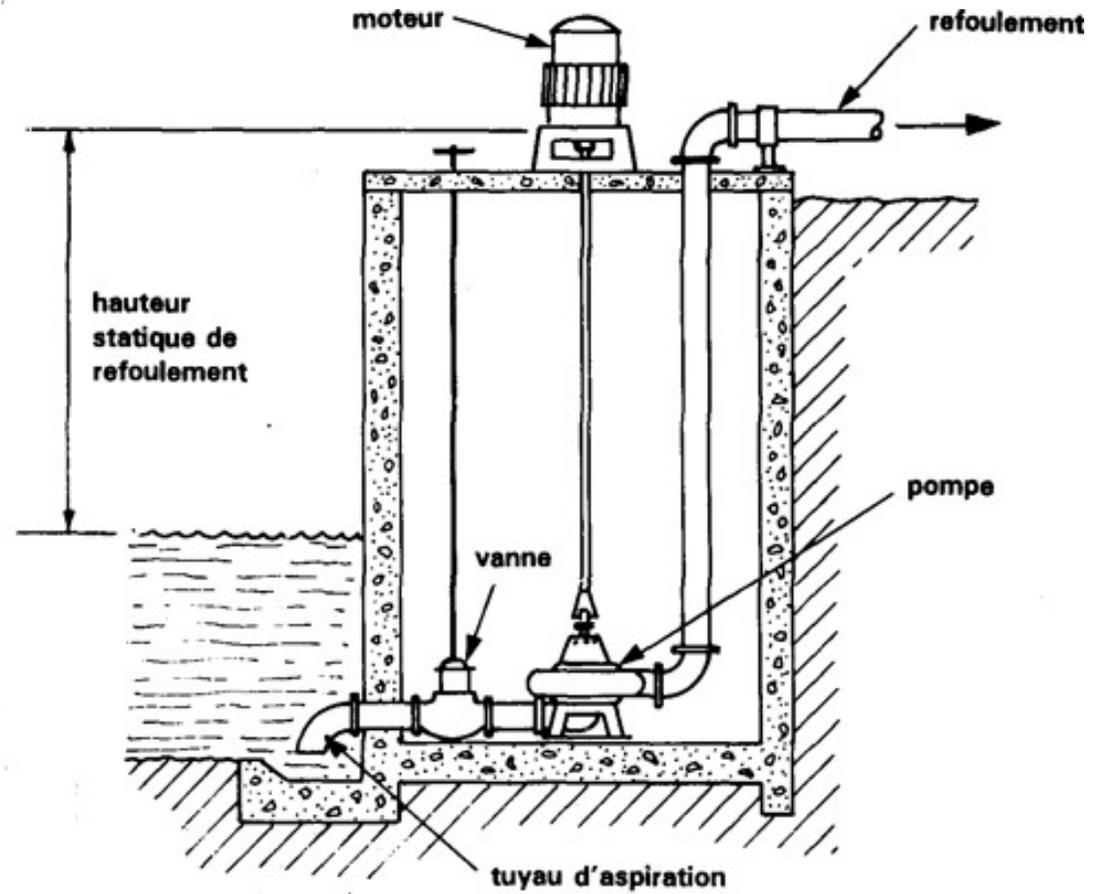
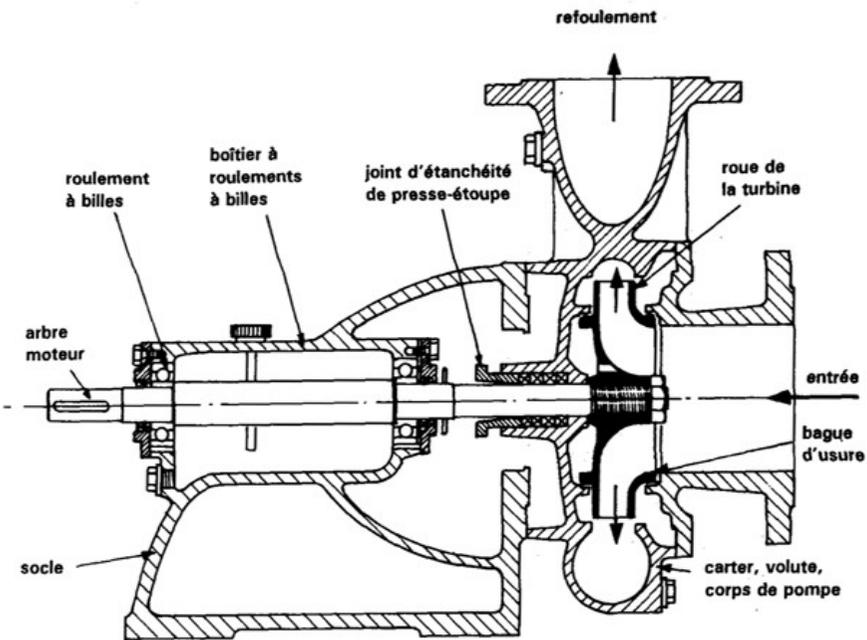
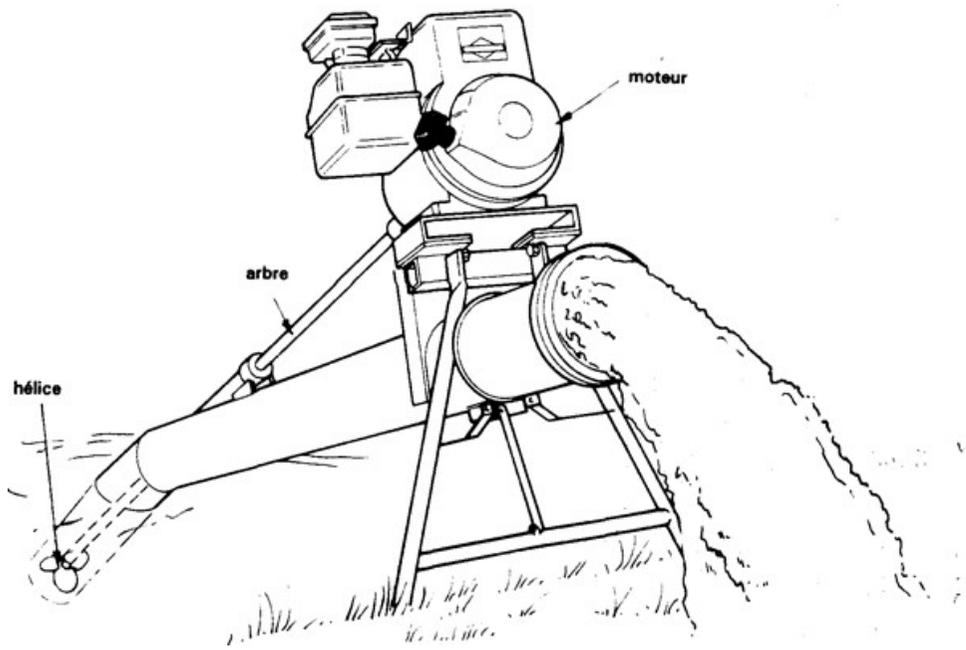
**Roue radiale  
(centrifuge)**



**Roue semi axiale  
(hélico-centrifuge)**



**Roue axiale  
(hélice)**



## Caractéristiques générales des pompes centrifuges.

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide pompé une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau hydraulique comportant en général une hauteur géométrique d'élévation de niveau ( $Z$ ), une augmentation de pression ( $p$ ) et toujours des pertes de charges.

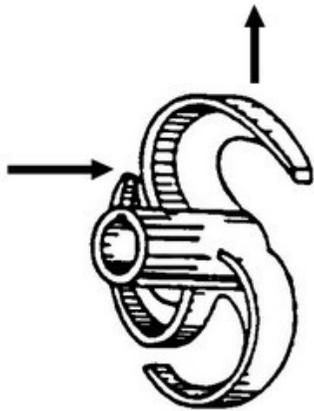
Une pompe centrifuge est constituée principalement par une **roue à ailettes ou aubes (rotor)** qui tourne à l'intérieur d'un carter étanche appelé **corps de pompe**.

Pour améliorer le rendement de la pompe, on peut intercaler entre le rotor et la volute une roue fixe appelée **diffuseur** qui est munie d'aubes de courbure convenable.

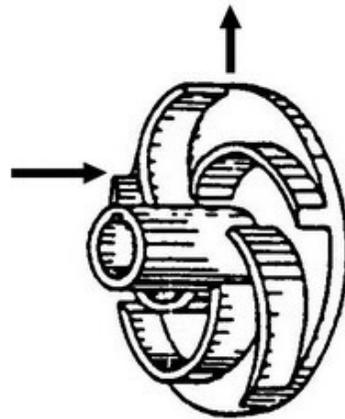
Le calcul des pompes centrifuges s'effectue par l'analyse dimensionnelle et par le théorème d'Euler.

Une pompe centrifuge est constituée par :

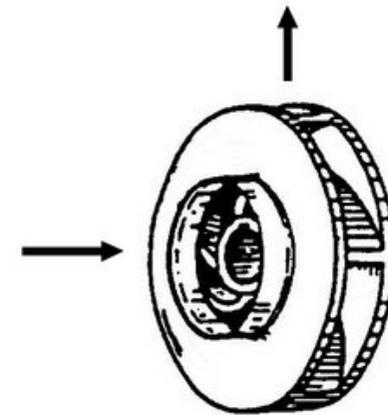
- **un distributeur**, sorte de tubulure profilée qui sert à conduire l'eau avec une vitesse et une direction convenable dans l'axe de la pompe ou ouï de la roue. Le distributeur est généralement constitué par un cône convergeant qui permet de réaliser une meilleure disposition des filets liquides en améliorant le parallélisme et l'égalité des vitesses. Le distributeur est précédé en amont par la canalisation d'aspiration.
- **une roue** portée par un arbre et munie d'aubes tournant à l'intérieur de deux coquilles formant le corps de la pompe. Les aubes peuvent être fixées sur un ou deux côtés à des disques. On distingue ainsi des rotors ouverts, demi ouverts ou fermés.



**Roue ouverte**



**Roue semi-ouverte**

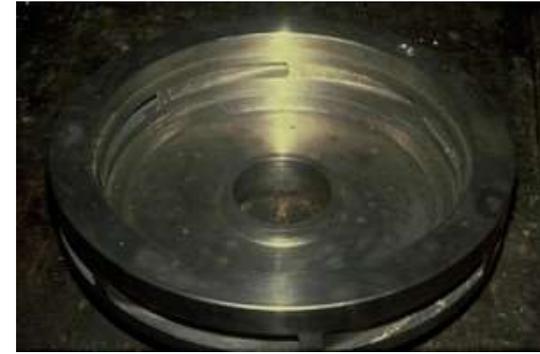


**Roue fermée**

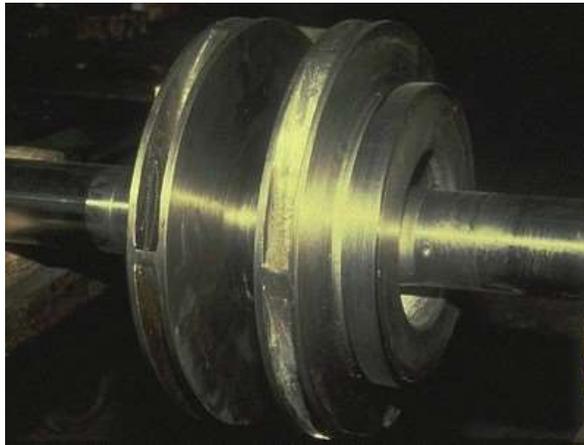
- un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute.



Roue de pompe centrifuge  
(de type hélico-centrifuge)



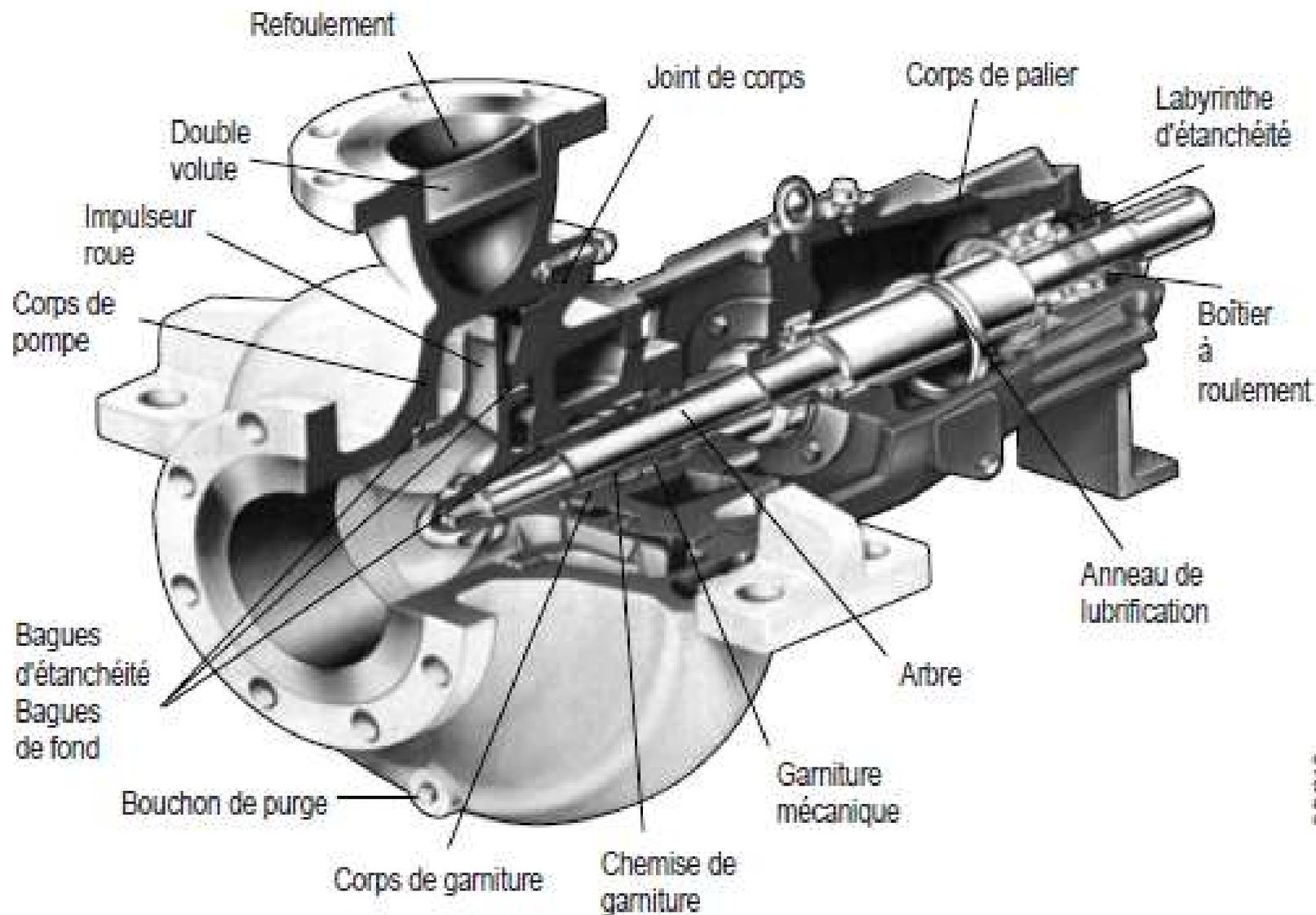
Diffuseur de pompe centrifuge



Arbre avec double roue radiale pour pompe  
centrifuge double étage  
L'association de deux roues en série sur un  
même arbre permet d'augmenter la HMT  
globale de la pompe



La forme extérieure de la volute ne laisse  
aucun doute  
sur le sens de rotation normal de la pompe!



**Pompe centrifuge monocellulaire (en porte à faux)**

## 1. Débit :

Le débit  $q_v$  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 ( $m^3/h$ ).

## 2. Hauteur manométrique :

On appelle Hauteur manométrique  $H$  d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. Si  $H_{TA}$  est la charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration et  $H_{TR}$  la charge totale du fluide à l'orifice de refoulement, la hauteur manométrique de la pompe est :

$$HMT = H_{TA} - H_{TR}$$

La hauteur varie avec le débit

## 3. Rendement :

Le rendement d'une pompe est le rapport de la puissance utile  $P$  (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée  $P_a$  par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur). Si  $q_v$  est le débit volume du fluide,  $\rho$  sa masse volumique et  $H$  la hauteur manométrique de la pompe, la puissance  $P$  et le rendement  $\eta$  sont donnés par :

$$P = q_v \rho g H \quad \eta = \frac{q_v \rho g H}{P_a}$$

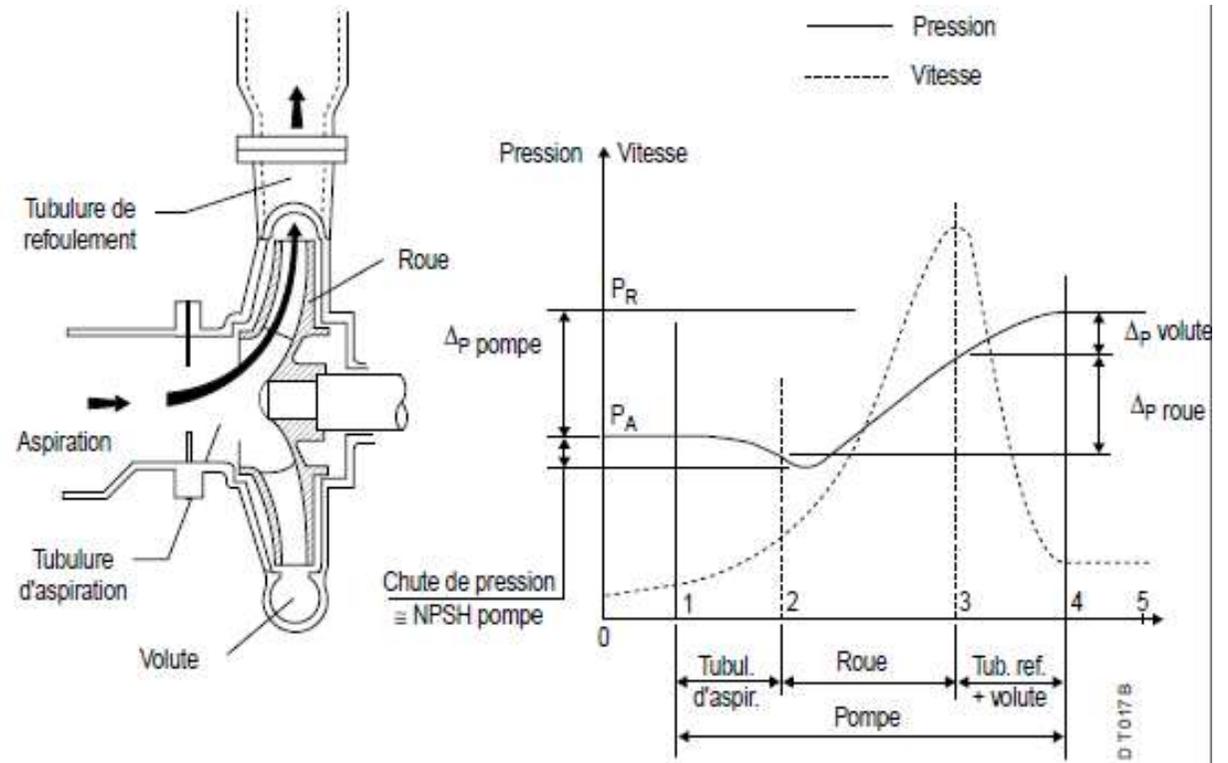
Le rendement de la pompe varie avec le débit et passe par un maximum pour le débit nominal autour duquel la pompe doit être utilisée

# Fonctionnement d'une pompe centrifuge

## 1. Evolution de la pression et de la vitesse

Le schéma ci-dessous montre l'évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe.

- la vitesse à l'entrée de la pompe est de l'ordre de 1 m/s à 2 m/s, la vitesse à la sortie autour de 3 à 7 m/s.
- la vitesse en sortie de roue est de l'ordre de grandeur de la vitesse périphérique c'est-à-dire entre 20 et 50 m/s.
- la pression d'aspiration dépend de l'installation



- la **volute**, comportant une section de passage croissante, permet un ralentissement du liquide et la transformation de l'énergie de vitesse en énergie de pression (ce gain de pression constitue une part importante de la pression totale fournie par la pompe).
- la mise en vitesse, les pertes de charge dans la tubulure d'aspiration et les chocs du liquide contre les aubages occasionnent une chute de pression à l'entrée de la roue. Cette chute de pression, exprimée en mètre de liquide, est appelée le **NPSH** de la pompe ou NPSH requis.

## 2 - HAUTEUR D'ÉLÉVATION CRÉÉE PAR UNE POMPE CENTRIFUGE

L'énergie que fournit la pompe au liquide se présente sous 2 formes :

- de **l'énergie de pression**, correspondant à l'augmentation de pression dans la pompe
- de **l'énergie cinétique**, correspondant à l'augmentation de vitesse du liquide entre l'aspiration et le refoulement

L'énergie de la pompe fournit au fluide est appelée **hauteur d'élévation** et s'exprime, en **mètres de liquide**, de la façon suivante :

$$H_{\text{élévation}} = \frac{\Delta P}{\rho g} + \frac{V_{\text{ref}}^2 - V_{\text{asp}}^2}{2g}$$

énergie fournie par la pompe au liquide en mètres

=

énergie due à l'accroissement de pression dans la pompe

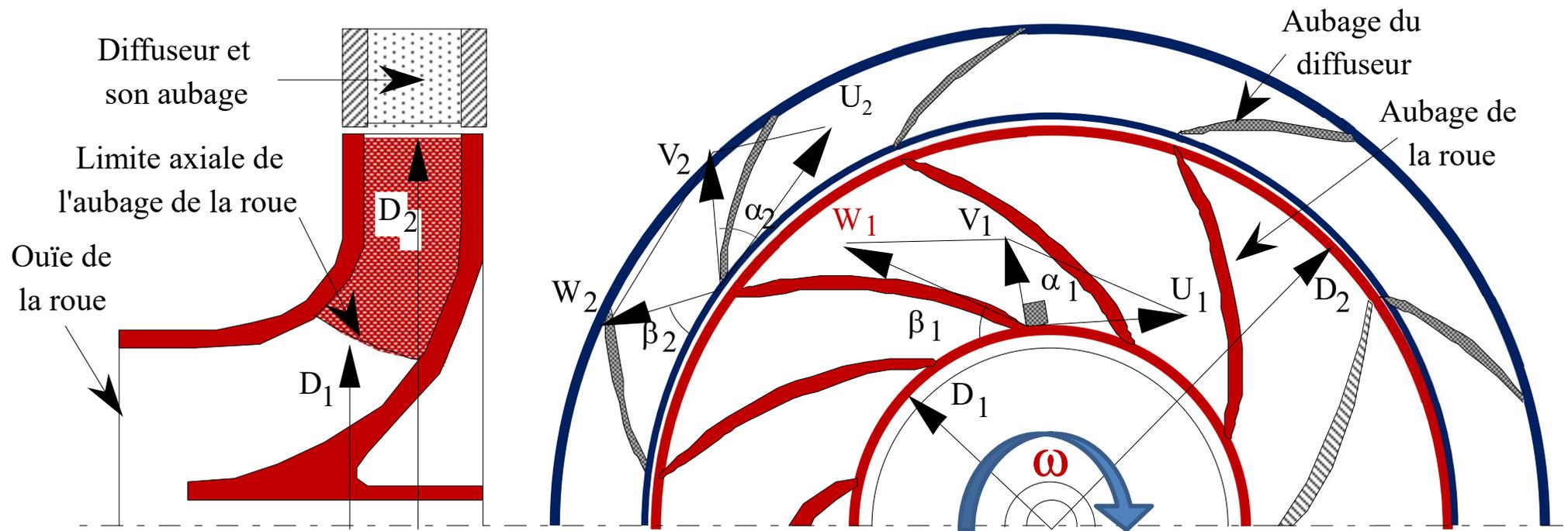
+

différence d'énergie cinétique entre le refoulement et l'aspiration

$v$  : vitesse en m/s,  $\Delta P$  : pression en pa,  $\rho$  : densité du liquide

Dans de nombreux cas la différence d'énergie cinétique est négligeable au regard de l'augmentation de pression.

La roue est animée d'un mouvement de rotation entretenu par le moteur. Pour que la roue communique son mouvement, des aubages sensiblement parallèles à l'axe de rotation, sont fixés à cette roue. La concavité des aubages est à l'opposé du sens de rotation et les angles qu'ils forment à l'entrée et à la sortie dépendent des conditions H et Q de travail de la pompe



Soit  $\mathbf{U}$  la vitesse tangentielle d'entraînement due à la rotation de la roue,  $\mathbf{W}$  la vitesse relative par rapport à la roue, la vitesse absolue  $\mathbf{V}$  est donc :

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \quad \text{avec} \quad U = \vec{\omega} \wedge \vec{r}$$

A l'entrée de la roue on peut admettre que la vitesse est radiale donc  $\mathbf{U}_1$  est perpendiculaire à  $\mathbf{V}_1$  ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ). On obtiendra  $\mathbf{W}_1$  par une construction des parallélogrammes. Pour que l'écoulement s'effectue sans choc il faut que l'aubage soit tangent à  $\mathbf{W}_1$ , et par conséquent, qu'il fasse un angle  $\beta_1$  avec  $\mathbf{U}_1$ . Il en est de même à la sortie de la roue où l'angle  $\alpha_2$  de  $\mathbf{V}_2$  avec  $\mathbf{U}_2$  doit être égale à l'angle de l'aubage du diffuseur. Cet angle  $\alpha_2$  dépend de  $Q$  et de  $H$ .

Les angles  $\beta_1$  et  $\beta_2$  sont des angles de construction dont la valeur est de l'ordre de  $15^\circ$  à  $30^\circ$ .

La roue a pour effet d'augmenter la pression de l'eau mais surtout d'augmenter son énergie cinétique.

A la sortie de la roue l'eau pénètre dans le diffuseur dont le rôle est de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression et ramener la vitesse de l'eau à sa valeur  $\mathbf{V}_1$  qu'elle avait à l'entrée. Pour ce faire, la section offerte à l'écoulement doit aller en augmentant, mais pour éviter de trop grandes pertes d'énergie, l'eau est dirigée par des aubages aux tracés divergents.

A la sortie du diffuseur, il faut ramener l'eau avec cette faible vitesse jusqu'à l'entrée de la roue suivante. Ceci est le rôle des canaux de retour dont la section est généralement constante. Parfois, la diffusion se poursuit dans les canaux de retour dont la section n'est, alors, plus constante.

Le théorème d'**Euler** permet d'évaluer l'énergie fournie par la pompe au fluide. Soit  $V$  les vitesses absolues,  $U$  les vitesses d'entraînement et  $W$  les vitesses relative par rapport à la pompe. On peut construire les triangles des vitesses à l'entrée (fig. 1) et à la sortie (fig. 2) de la pompe :

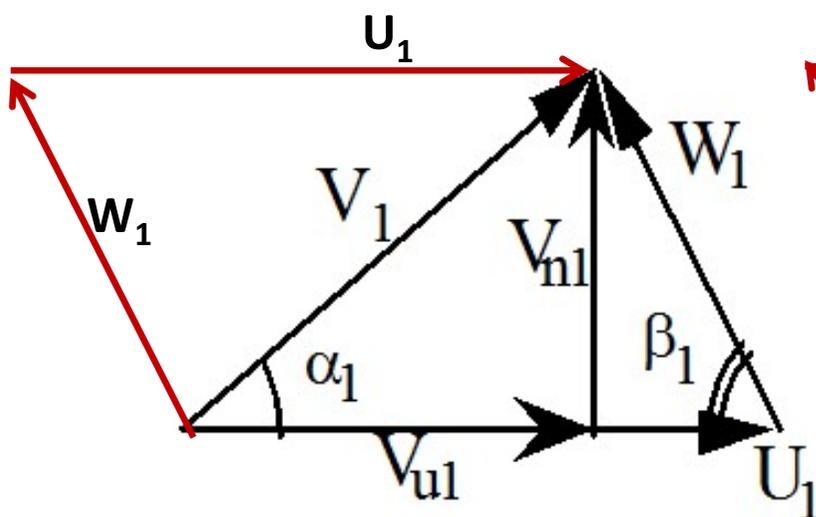


fig. 1

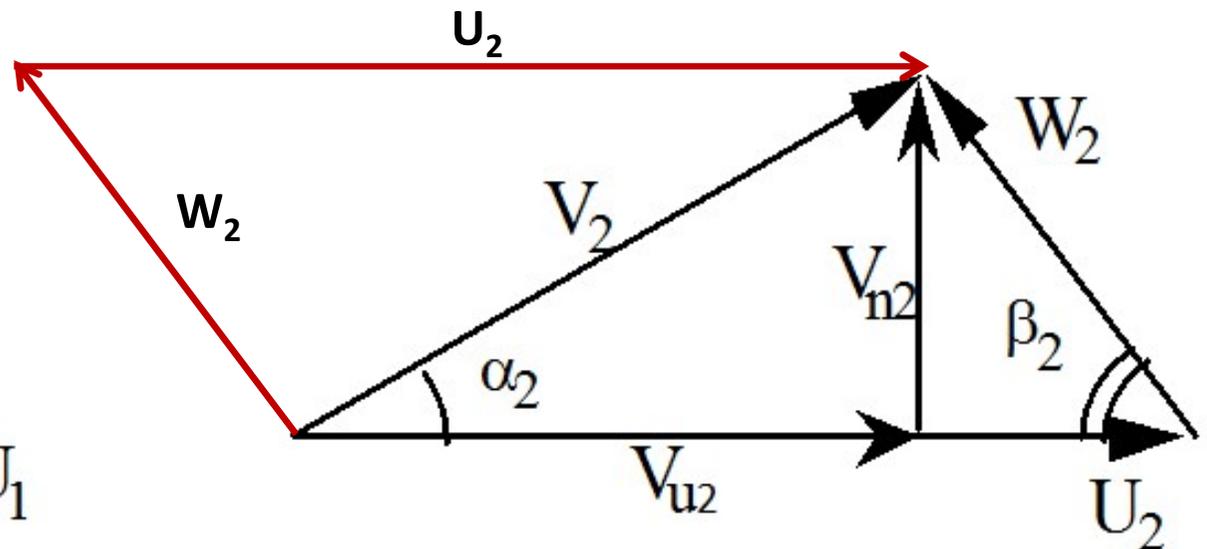


fig. 2

Le théorème d'Euler exprime que la résultante des forces extérieures qui s'exercent sur un domaine de fluide, est égale au débit de quantité de mouvement qui sort de ce domaine. On peut montrer aisément que ce théorème s'applique également aux moments par rapport à un axe quelconque.

Soit  $R_1$  et  $R_2$  les rayons de la roue à l'entrée et à la sortie,  $C$  le couple exercé sur l'axe de rotation de la pompe ; on aura :

$$C = \rho \cdot Q \cdot (R_2 \cdot Vu_2 - R_1 \cdot Vu_1)$$

où  $Vu_1$  et  $Vu_2$  sont les composantes tangentielles des vitesses absolues.

La puissance fournie par la pompe est donc  $P_w = C \cdot \omega$ ,  $\omega$  étant la vitesse de rotation (en radian par seconde) :

$$\begin{aligned} \Rightarrow P_w &= \rho \cdot Q \cdot \omega (R_2 \cdot Vu_2 - R_1 \cdot Vu_1) \\ \Rightarrow P_w &= \rho \cdot Q \cdot (U_2 \cdot Vu_2 - U_1 \cdot Vu_1) \text{ car } U = \omega R \end{aligned}$$

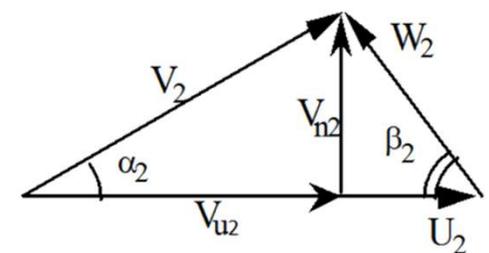
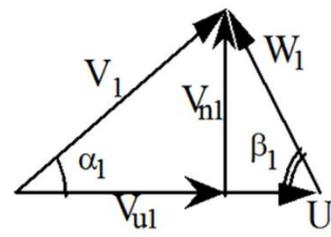
Soit  $Sn_1$  et  $Sn_2$  les sections offertes à l'écoulement à l'entrée et à la sortie de la source. On aura :

$$Q = Sn_1 \cdot Vn_1 = Sn_2 \cdot Vn_2$$

mais :

$$Vu_1 = \frac{Vn_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} = \frac{Q}{Sn_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}$$

$$U_2 - Vu_2 = \frac{Vn_2}{\operatorname{tg} \beta_2} \rightarrow Vu_2 = U_2 - \frac{Vn_2}{\operatorname{tg} \beta_2}$$



$$\Rightarrow Vu_2 = U_2 - \frac{Q}{Sn_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} = \omega \cdot R_2 - \frac{Q}{Sn_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}$$

La puissance fournie à l'eau est donc :  $\Rightarrow P_w = \rho \cdot Q \cdot \omega (R_2 \cdot Vu_2 - R_1 \cdot Vu_1)$

$$\Rightarrow P_w = \rho \cdot Q \cdot \omega \cdot R_2 \cdot \left[ \omega \cdot R_2 - \frac{Q}{Sn_2 \cdot tg\beta_2} \right] - \rho \cdot Q \cdot \omega \cdot R_1 \cdot \left[ \frac{Q}{Sn_1 \cdot tg\alpha_1} \right]$$

$$\Rightarrow P_w = \rho \cdot Q \cdot \omega^2 \cdot R_2^2 - \rho \cdot Q^2 \cdot \omega \cdot \left[ \frac{R_2}{Sn_2 \cdot tg\beta_2} + \frac{R_1}{Sn_1 \cdot tg\alpha_1} \right]$$

Mais la puissance fournie à l'eau est aussi égale à :  $P_w = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$ , d'où la relation théorique entre H et Q :

$$\Rightarrow H = \frac{\omega^2 \cdot R_2^2}{g} - \frac{Q \cdot \omega}{g} \cdot \left[ \frac{R_2}{Sn_2 \cdot tg\beta_2} + \frac{R_1}{Sn_1 \cdot tg\alpha_1} \right]$$

$$\Rightarrow H = \left( \frac{-\omega}{g} \cdot \left[ \frac{R_2}{Sn_2 \cdot tg\beta_2} + \frac{R_1}{Sn_1 \cdot tg\alpha_1} \right] \right) Q + \left( \frac{\omega^2 \cdot R_2^2}{g} \right) = A \cdot Q + B$$

On appelle caractéristique d'une pompe, la courbe H (Q) et on voit donc que théoriquement, cette relation est linéaire.

Selon le signe de l'expression:

$$\left[ \frac{R_2}{Sn_2 \cdot tg\beta_2} + \frac{R_1}{Sn_1 \cdot tg\alpha_1} \right]$$

la caractéristique sera montante ou descendante. Dans la pratique, on réalise des pompes à caractéristiques descendante de façon à limiter la puissance en cas d'incident et à faciliter les couplages stables.

NB: Souvent, les vitesses  $V_1$  sont purement radiales, donc  $V_{u1} = 0$  et l'on tire :

$$H = \frac{\omega R_2 V_{u2}}{g} = \left( \frac{U_2 \cdot V_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \right) \dots (1)$$

et

$$Q = \pi \cdot D_2 \cdot L_2 \cdot V_{n2}$$

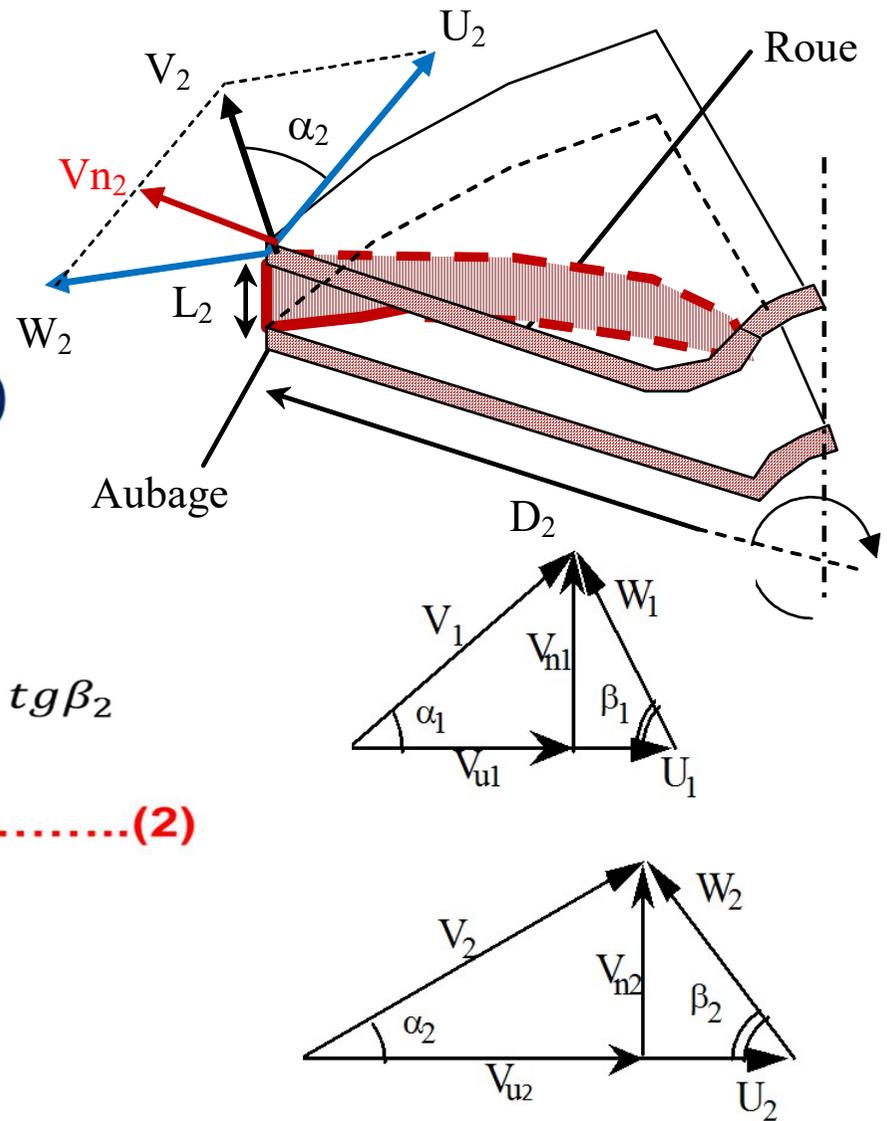
$$V_{n2} = (U_2 - V_{u2}) \cdot \operatorname{tg} \beta_2 = (U_2 - V_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot \operatorname{tg} \beta_2$$

$$\Rightarrow Q = \pi \cdot D_2 \cdot L_2 \cdot (U_2 - V_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot \operatorname{tg} \beta_2 \dots (2)$$

$$\text{de (1)} \Leftrightarrow V_2 \cdot \cos \alpha_2 = \left( \frac{H \cdot g}{U_2} \right)$$

$$\text{en remplaçant en (2)} \Leftrightarrow Q = \pi \cdot D_2 \cdot L_2 \cdot \left[ U_2 - \left( \frac{H \cdot g}{U_2} \right) \right] \cdot \operatorname{tg} \beta_2$$

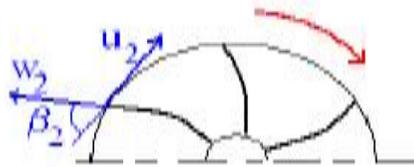
$$\Leftrightarrow H = \frac{U_2}{g} \cdot \left[ U_2 - \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot L_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right]$$



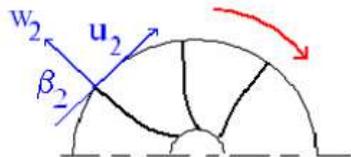
$$\Leftrightarrow H_{the} = \frac{U_2^2}{g} - \left[ \frac{U_2}{\pi \cdot g \cdot D_2 \cdot L_2} \right] \cdot \cot g \beta_2 \cdot Q$$

Pour une vitesse de rotation  $n$  donnée constante  $U_2 = \text{cst}$ , donc la courbe  $H_{the} = f(Q)$  est une droite de pente  $\left( - \left[ \frac{U_2}{\pi \cdot g \cdot D_2 \cdot L_2} \right] \cdot \cot g \beta_2 \right)$

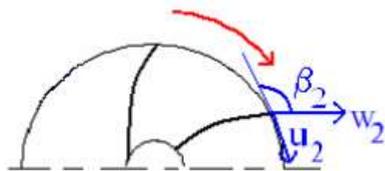
Cette pente dépend de l'angle  $\beta_2$



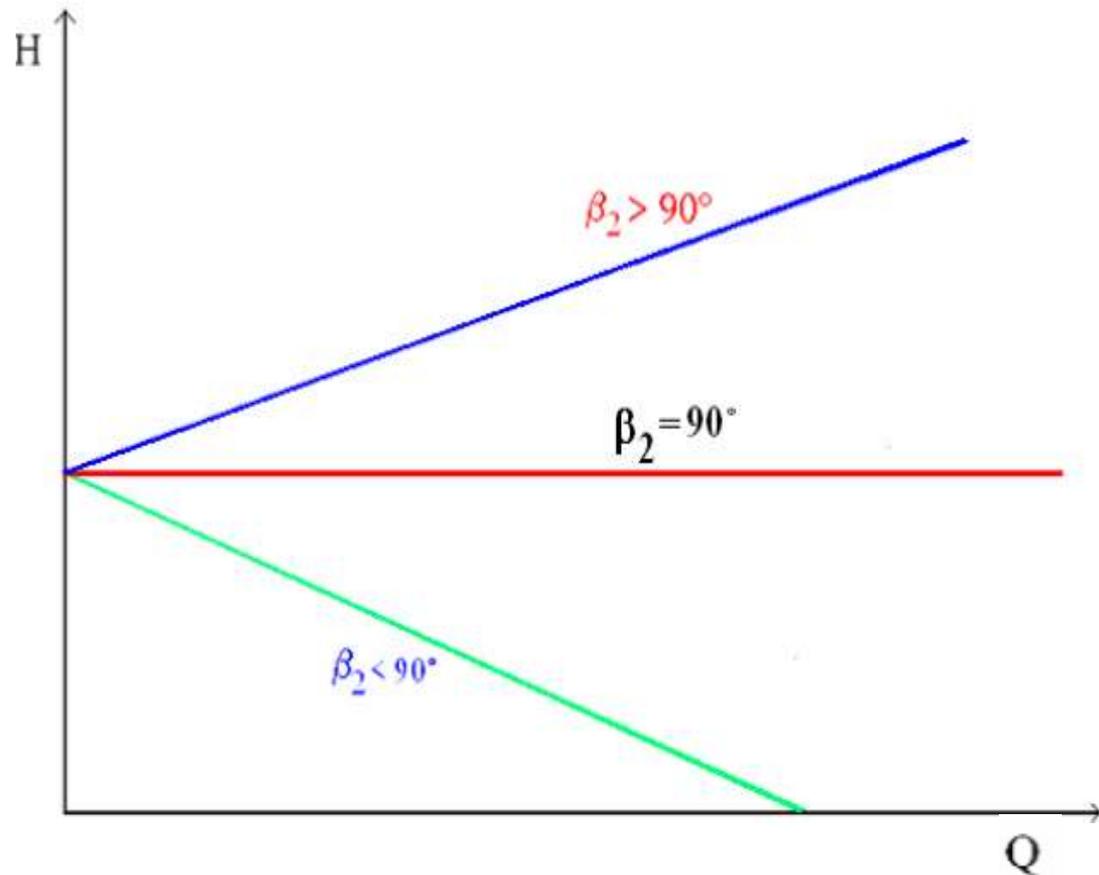
$\beta_2 < 90^\circ$



$\beta_2 = 90^\circ$



$\beta_2 > 90^\circ$



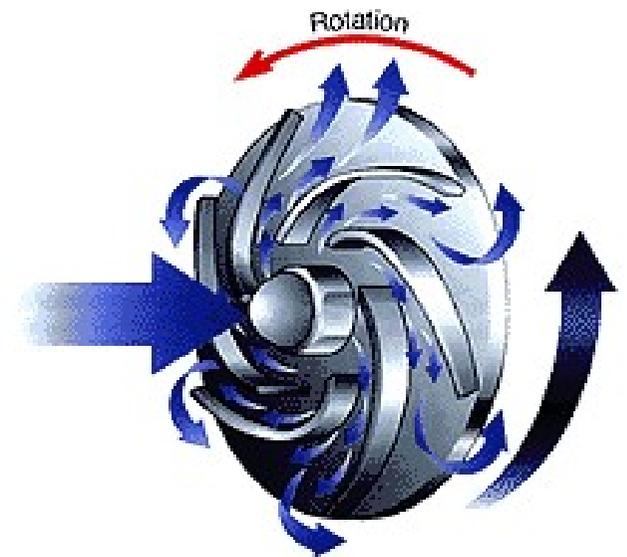
**Théoriquement** :  $\beta_2 > 90^\circ$  est plus intéressante

**Pratiquement** :  $\beta_2 < 90^\circ$  . roue plus économique  
· rendement élevé  
· très utilisée

### Valeurs pratiques

$$15^\circ < \beta_2 < 35^\circ$$

$$15^\circ < \beta_1 < 50^\circ$$



Dans la pratique, on réalise des pompes à caractéristiques descendante de façon à limiter la puissance en cas d'incident et à faciliter les couplages stables.

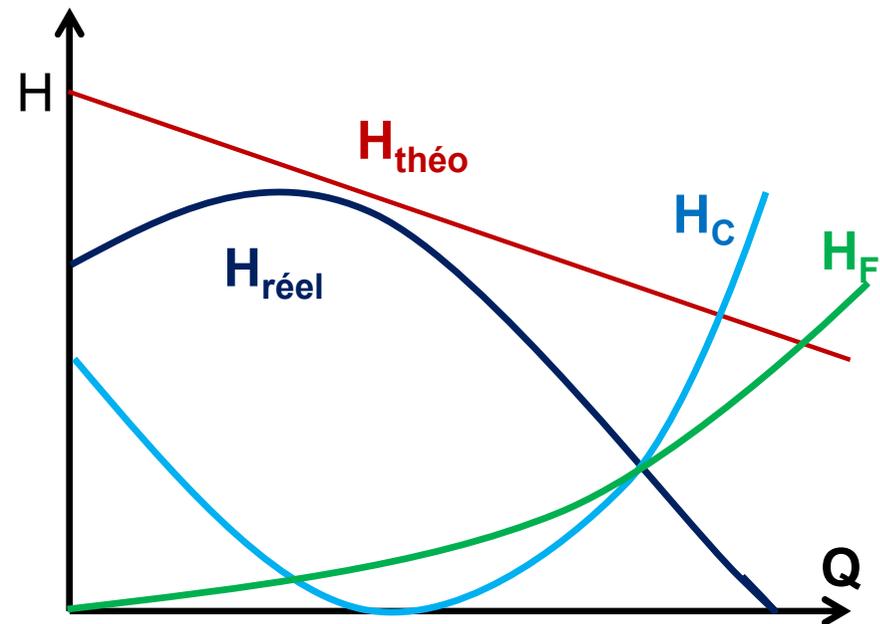
Cette relation n'est que théorique car une partie de la puissance sert à vaincre les frottements ( $H_f \cong k Q^2$ )

et à compenser les pertes par choc lorsque le débit  $Q$  s'éloigne du débit  $Q_0$  pour lequel la pompe a été dessinée

$$[H_c \cong K (Q - Q_0)^2].$$

A partir d'une caractéristique théorique  $H_t (q)$  linéaire, on obtient une caractéristique réelle  $H (Q)$  à allure parabolique :

$$h (Q) = H_t (Q) - H_f (Q) - H_c (Q)$$

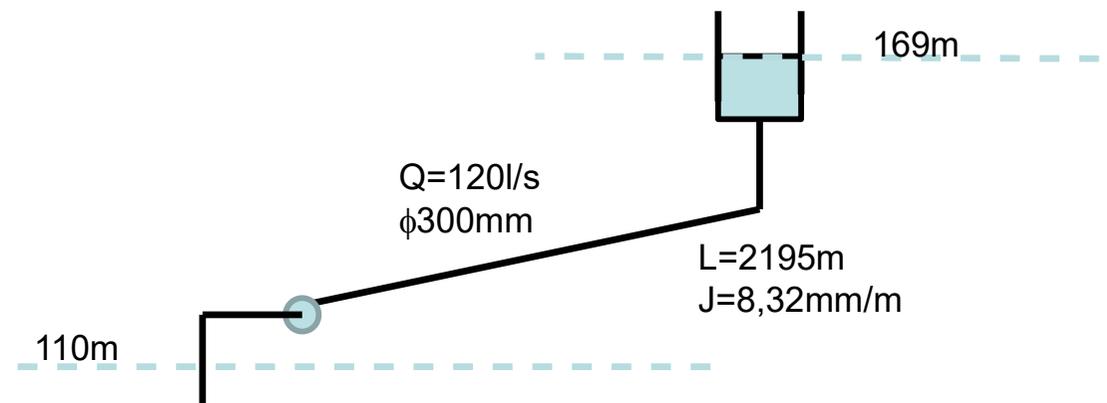
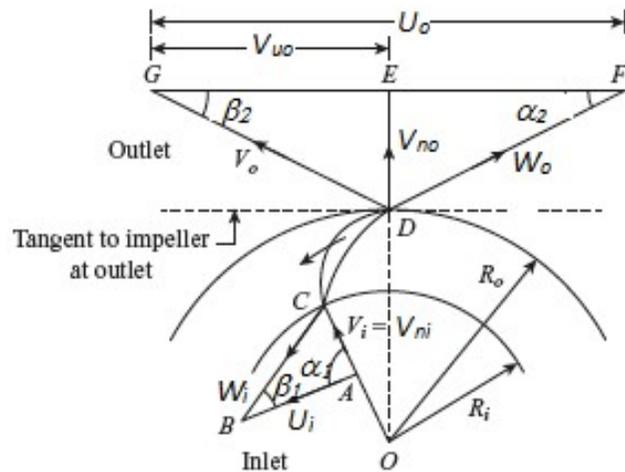


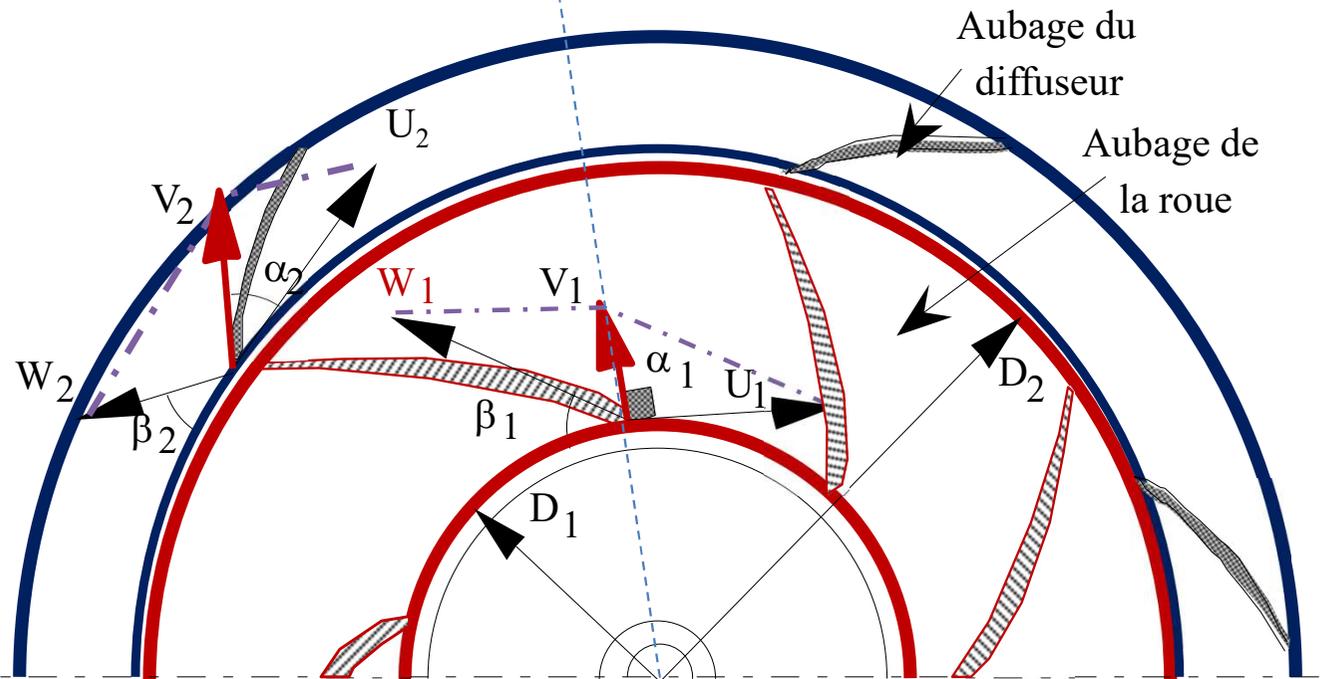
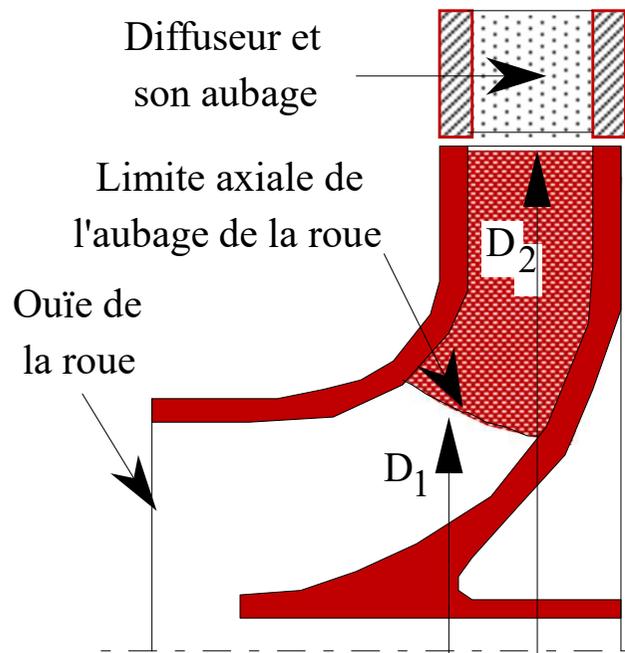
## Exercice1:

Soit une pompe centrifuge double tournant avec une vitesse de rotation  $\omega=3000$  tr/min, ayant une roue de diamètre de sortie  $R=225$ mm.

Si la vitesse absolue à la sortie de la roue est  $V_2 = 12,6$  m/s

- Calculer  $\alpha_2$
- Calculer la vitesse relative  $w_2$





# Rendement

## 1. Rendement hydraulique $\eta_h$

- Il tient compte des pertes de charge à l'intérieur de la pompe (entrée, roue, bête d'aspiration...):  $\Delta H_p$
- Pour une pompe sa courbe caractéristique correspond à  $H_{the}$
- Dans les conditions réelles la hauteur manométrique totale HMT correspond à  $H$ ,
- Avec  $H = H_{the} - \text{pertes de charge}$

Ainsi le rendement hydraulique :

$$\eta_h = \frac{H}{H_{the}} = \frac{H_{the} - \Delta H_p}{H_{the}} = 1 - \frac{\Delta H_p}{H_{the}}$$

De même

$$\eta_h = \frac{H}{\frac{1}{g}(U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1})} = \frac{gH}{(U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1})}$$

Pour une entrée radiale;  $V_{u1} = 0$  :

$$\Rightarrow \eta_h = \frac{gH}{U_2 V_{u2}}$$

## 2. Rendement Volumique $\eta_v$

Causé par la présence de fuite de débit dans: le presse-étoupe, le refroidissement et entre deux étages consécutifs d'une pompe multicellulaire

La pompe fait tourner  $Q' = Q + q$  avec  $Q$  débit refoulé dans la conduite et  $q$  le débit de fuite

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

### 3. Rendement mécanique $\eta_m$

$\eta_m$  tient compte des pertes mécaniques:

- ✓ Frottement mécanique dans les paliers
- ✓ Frottement du rotor et du liquide

$$\eta_m = \frac{\text{Puissance absorbé par la pompe}}{\text{puissance sur l'arbre (frein)}}$$

C'est le rapport entre la puissance mécanique transmise à l'arbre de la pompe ( $P_{\text{arbre}}$ ) et la puissance fournie par la source (moteur ou autre).

### 4. Rendement global $\eta$

$$\eta = \frac{P_w = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\text{Puissance sur l'arbre (Frein)}} = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

C'est le rapport entre la puissance hydraulique réelle ( $P_{\text{hyd}}$ ) et la puissance fournie à l'arbre ( $P_{\text{arbre}}$ )..

# COURBES CARACTÉRISTIQUES DES POMPES CENTRIFUGES

## 1 Définitions

- On appelle **plan de référence** d'une pompe le **plan horizontal de rotation** ou, dans le cas d'une pompe à axe vertical, le plan horizontal passant par l'entrée de l'ouïe de la première roue (dans les cas différents, le constructeur précise sa définition du plan de référence).

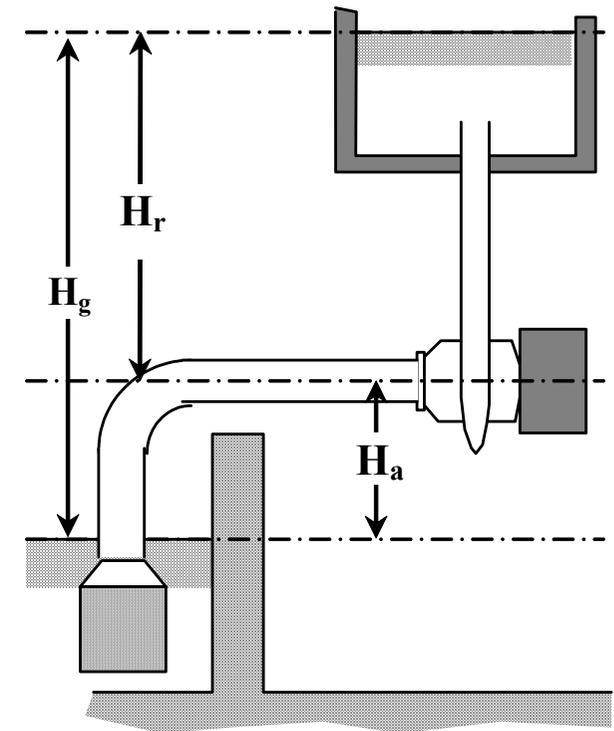
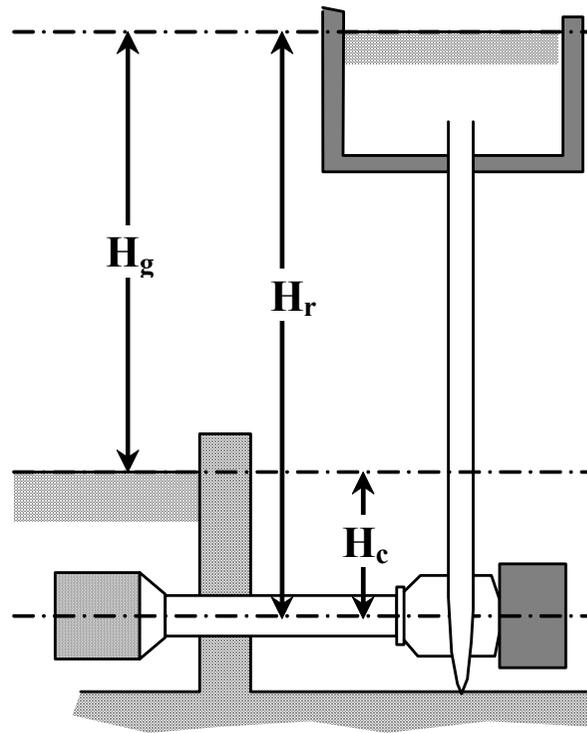
- On appelle hauteur géométrique d'aspiration  $H_a$ , la distance verticale entre le plan de référence de la pompe et le niveau le plus bas de la prise d'eau.

- On appelle hauteur géométrique de charge  $H_c$ , la distance verticale entre le niveau dans la prise d'eau et le plan de référence.

- On appelle hauteur géométrique  $H_g$ , totale de refoulement la distance verticale entre le plan d'eau de la prise et le niveau dans le réservoir de refoulement :

$$H_g = H_a + H_r$$

$$H_g = H_r - H_c$$

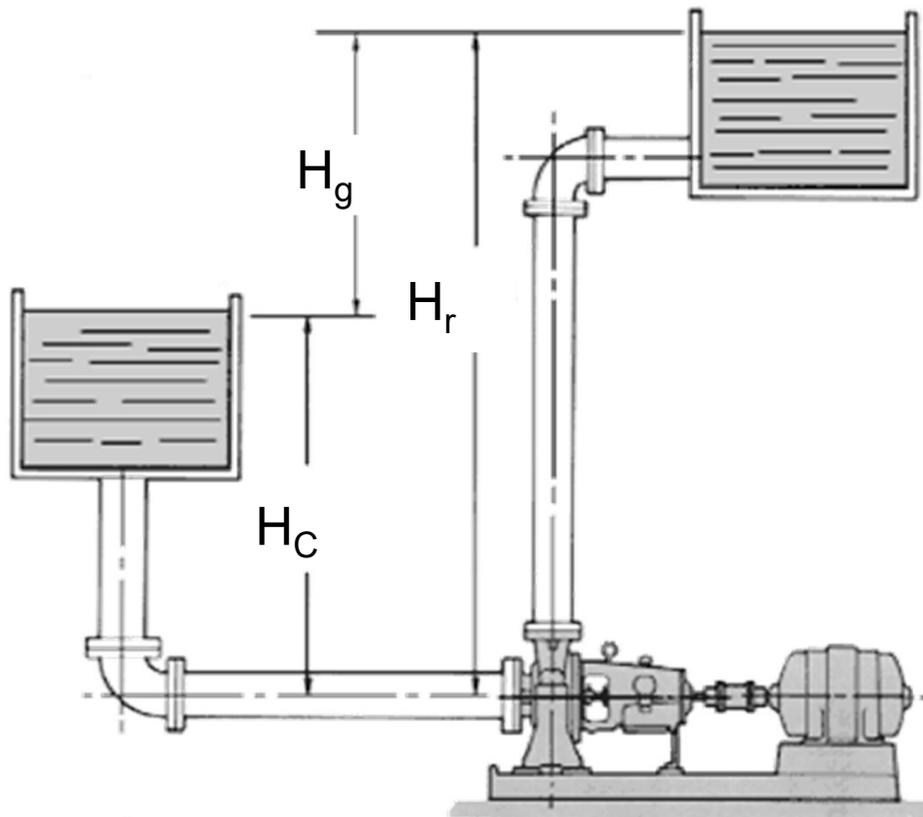


On appelle **hauteur manométrique totale d'élévation**, HMT ou  $H_t$ , l'équivalent en hauteur d'eau de l'énergie fournie par la pompe au liquide. Si  $J$  représente l'ensemble des pertes de charges dans le liquide on a :

$$HMT = H_t = H_r + H_a + J$$

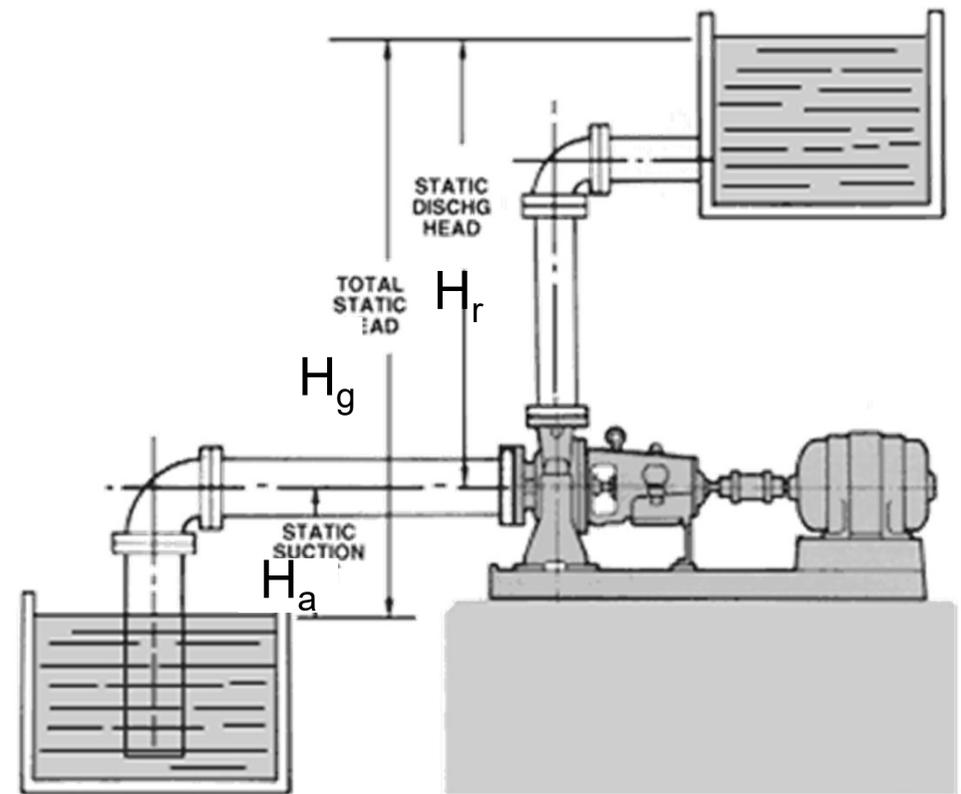
$$HMT = H_t = H_r - H_c + J$$

En général les termes de vitesse sont négligeables  $\frac{u^2}{2g}$



**(Montage en charge « Suction Head »)**

$$H_g = H_r - H_c$$



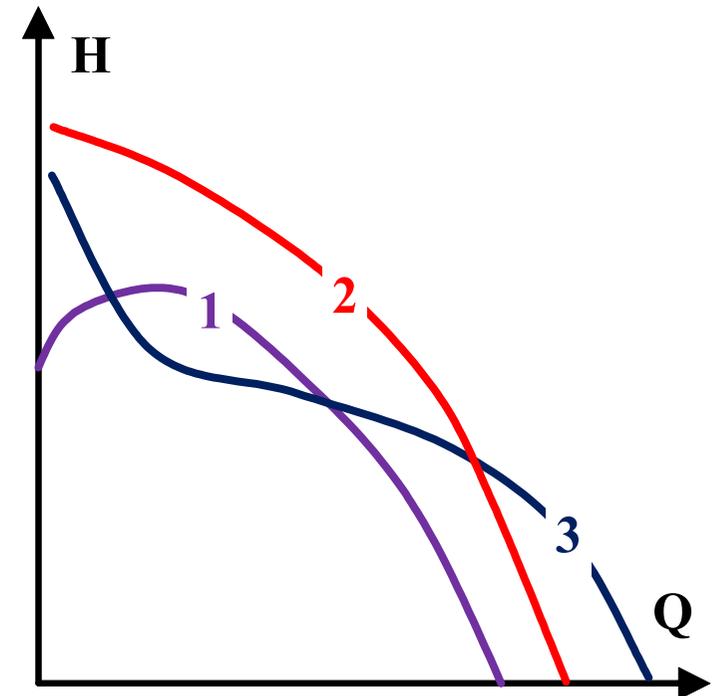
**(Montage en aspiration « Suction Lift »)**

$$H_g = H_r + H_a$$

## 2. Courbe débit-hauteur

Cette courbe donne la **relation** entre le **débit  $Q$**  et la **hauteur manométrique** totale d'élévation de la pompe. Cette caractéristique dépend évidemment de la vitesse de rotation de la pompe.

Cette courbe présente généralement l'allure d'une parabole (1 et 2). Pour les roues à écoulement radial, la caractéristique peut être du type 1 ou du type 2. Dans le type 1 le point à vanne fermée ( $Q = 0$ ) est inférieur au point où  $H$  est maximum ; ceci conduit à des difficultés d'emploi (instabilités) au niveau du débit correspondant à  $H$  max., et surtout dans le cas où l'on doit placer des pompes de ce type en parallèle. Pour les roues à écoulement semi-axial, la caractéristique est toujours plongeante (type 2). Enfin, pour les pompes hélices, la caractéristique prend la forme particulière de la courbe 3.



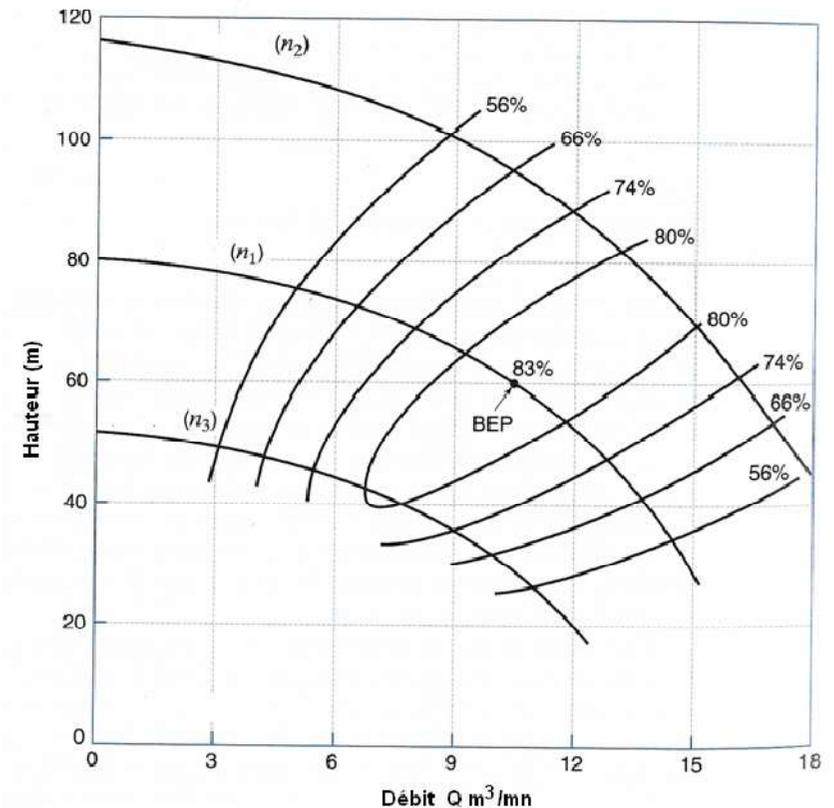
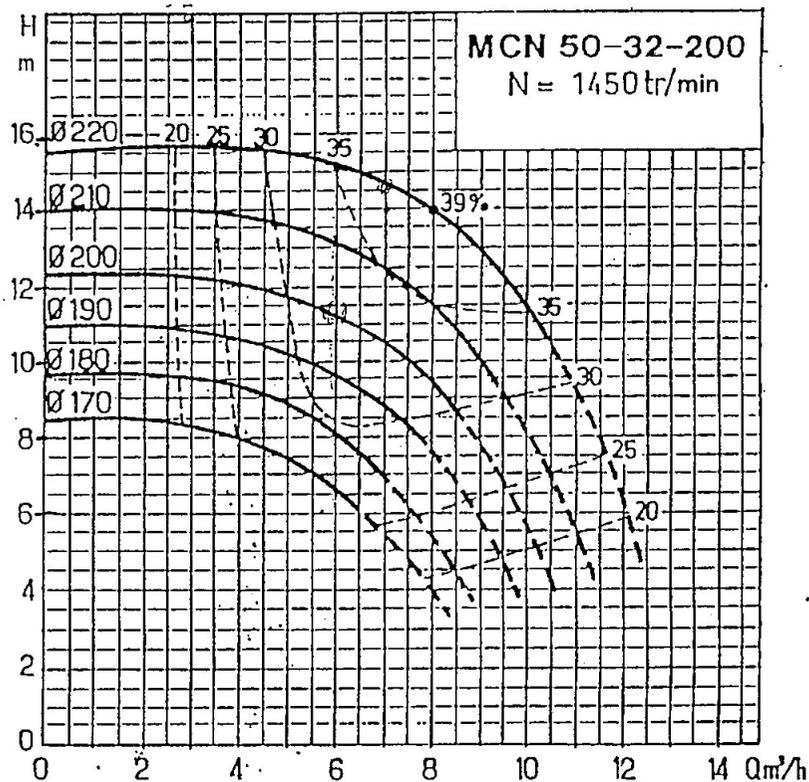
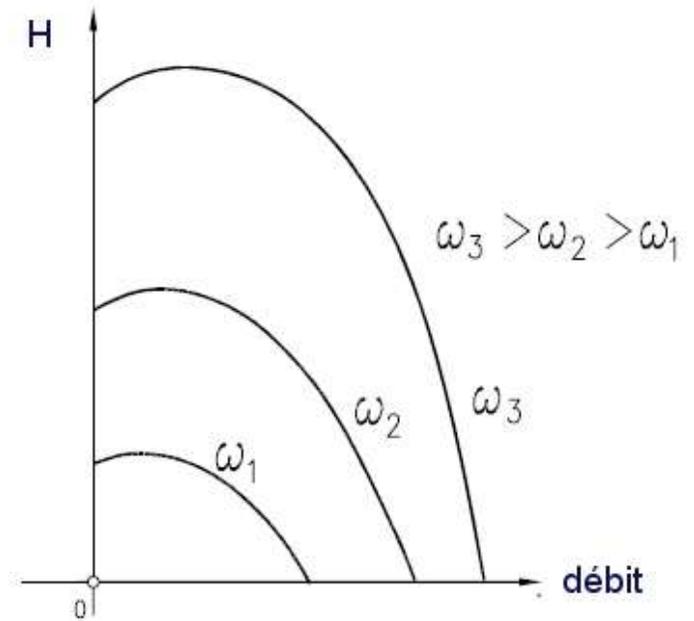
# 1, Caractéristiques

Les résultats indiquent comment la hauteur manométrique  $H_m$ , la puissance  $P_a$  et le débit  $q$  varient en fonction des paramètres (vitesse et diamètre du rotor, nature du fluide, ...).

En particulier, la hauteur  $H$  ne dépend pas de la masse volumique du fluide (application à l'amorçage des pompes centrifuges).

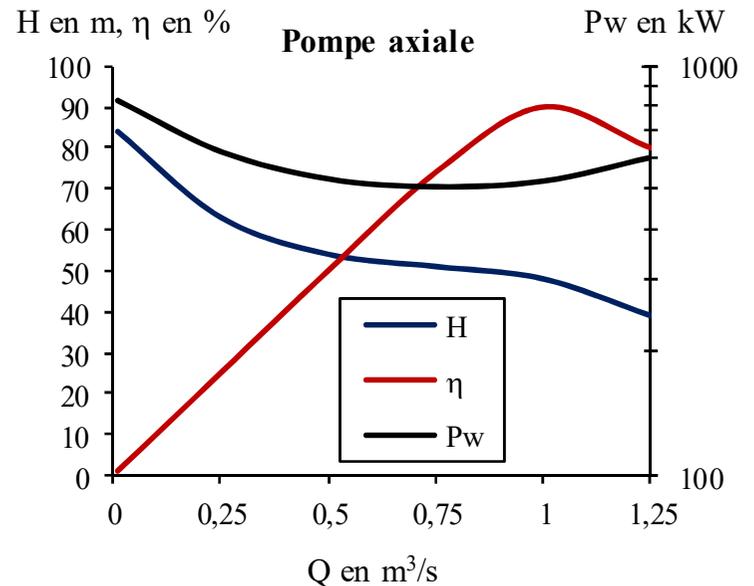
Ci-contre les variations de  $H$  en fonction de la vitesse de rotation.

Ci-dessous, les caractéristiques en fonction du modèle choisi.



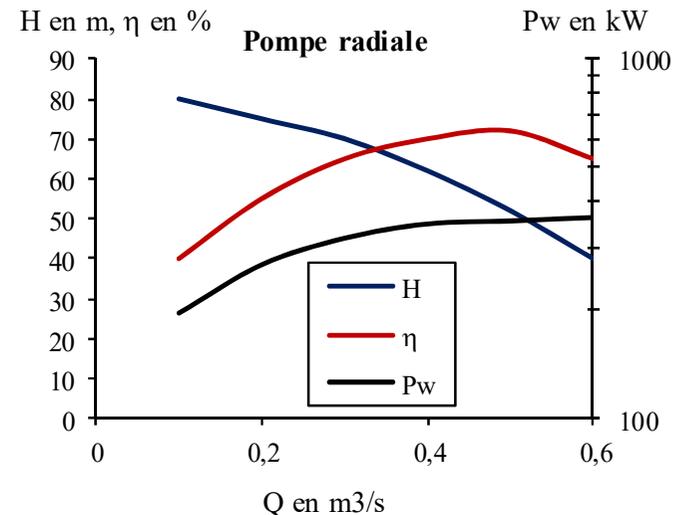
## 2. Courbe de rendement (Q, r)

La **courbe de rendement (Q, r)** présente un **maximum** pour le point HQ pour lequel ont été calculés **les angles d'entrée et de sortie des aubages**. Suivant la vitesse de rotation de la pompe, la caractéristique QH se déplace et on peut porter dans le plan (Q, H) les courbes **isorendement**. Pour le point à vanne fermée, le rendement est nul.



## 3 Courbe des puissances absorbées (Q, P)

Cette courbe a généralement l'allure parabolique de la courbe de droite, mais dans le cas des pompes axiales, la puissance absorbée vanne fermée peut être supérieure à celle absorbée en service.



## 5 N.P.S.H.

Le N.P.S.H. (Net Positive Suction Head) représente pour une vitesse de rotation donnée, la pression absolue minimale que doit avoir l'eau à la bride d'entrée de la pompe pour éviter que ne se produise une cavitation.

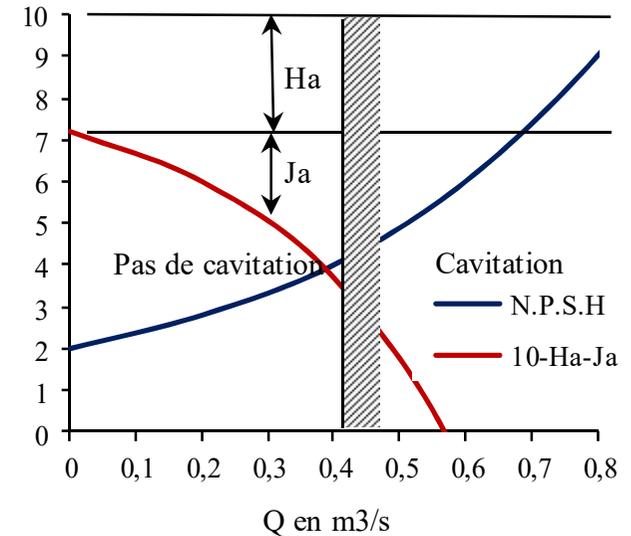
Dans le cas où le fluide est de l'eau à 20° si la pression absolue descend, l'eau va se mettre à bouillir vers une pression de l'ordre de 0m d'eau, mais si l'eau est à une température supérieure, il faudra tenir compte de la pression de vapeur  $P_v$  saturante à cette température. Dans la pratique, on devra donc toujours avoir  $P_v$ ,

si  $J_a$  représente les pertes de charge dans la conduite d'aspiration :

$$10,33 - (H_a + J_a) \geq \text{N.P.S.H.}$$

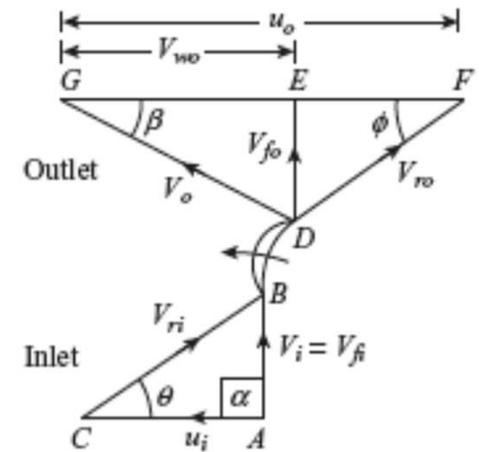
$$10,33 - (-H_c + J_a) \geq \text{N.P.S.H.}$$

*Pour les pompes multicellulaires, on ne s'intéressera qu'à la courbe de N.P.S.H. du premier étage.*



## Exercice 2

Une pompe centrifuge doit refouler  $0,118 \text{ m}^3/\text{s}$  à une vitesse de  $1450 \text{ tr/min}$  contre une hauteur manométrique de  $25 \text{ m}$ . Le diamètre de la roue est de  $250 \text{ mm}$ , sa largeur à la sortie est de  $50 \text{ mm}$  et le rendement manométrique est de  $75 \%$ . Déterminer l'angle des aubes  $\beta$  à la périphérie extérieure de la roue.



$Q = 0.118 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $N = 1450 \text{ rpm}$ ,  $H_m = 25 \text{ m}$ ,  $D_2 = 250 \text{ mm} = 0.25 \text{ m}$ ,  $B_2 = 50 \text{ mm} = 0.05 \text{ m}$  et  $\eta_{\text{man}} = 0.75$ .

## Exercice 3

Les données suivantes sont données pour une pompe centrifuge, telles que diamètre extérieur =  $2 \times$  diamètre intérieur, vitesse =  $3000 \text{ tr/min}$ , diamètre intérieur =  $0,1 \text{ m}$ , largeur de la roue à la sortie =  $0,02 \text{ m}$ , angle des aubes à la sortie =  $30^\circ$ , vitesse d'écoulement constante =  $3 \text{ m/s}$ , rendement manométrique =  $0,8$  et le rendement globale  $\eta = 0,7$ . Calculer (i) l'angle des aubes à l'entrée, (ii) le débit, (iii) la hauteur manométrique, (iv) puissance sur l'arbre et (v) le couple.

$D_2 = 2D_1$ ,  $N = 3000 \text{ rpm}$ ,  $D_1 = 0.1 \text{ m}$ ,  $B_2 = 0,02 \text{ m}$ ,  $\beta = 30^\circ$ ,  $V_{n1} = V_{n2} = 3 \text{ m/s}$ ,  $\eta_{\text{man}} = 0,8$  and  $\eta = 0.7$

# Pertes et rendements des pompes

La puissance ou énergie de l'arbre ( $P_s$ ), qui est fournie à la pompe par le moteur principal, n'est pas la même que l'énergie reçue par le liquide. La différence est principalement due aux pertes suivantes :

**1. Pertes de puissance par friction mécanique ( $P_m$ )** dues à la friction entre les parties fixes et les parties rotatives dans les paliers et les garnitures.

**2. Pertes de puissance par friction sur le disque ( $P_f$ )** dues à la friction entre la face rotative de la roue (ou du disque) et le liquide.

**3. Pertes de puissance par fuite et recirculation ( $P_L$ )** dues à la perte de liquide de la pompe ou à la recirculation du fluide dans la roue.

**4. Pertes de puissance dans le carter ( $P_c$ ).**

## Pertes de puissance de la roue (Pertes par friction sur le disque (PF))

Elles sont causées par une perte d'énergie ou de charge  $\Delta H_r$  dans la roue en raison de la friction sur le disque, de la séparation du flux et des chocs à l'entrée de la roue. Le débit traversant la roue est  $Q$ .

Ainsi, la perte de puissance de la roue est exprimée par :

$$P_F = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \Delta H_r$$

## Pertes de puissance par fuite ( $P_L$ )

La différence de pression entre l'œil de la roue et son bord peut entraîner une recirculation d'un petit volume de fluide  $q$ , réduisant ainsi le débit à la sortie à  $Q_s$ . Ainsi :

$$Q_s = Q - q$$

Si  $H$  est la charge totale à travers la roue, alors une perte de puissance par fuite peut être définie comme:

$$P_L = \rho \cdot g \cdot q \cdot H$$

L'équation montre que lorsque la vanne de refoulement de la pompe est fermée, le débit de fuite atteint sa valeur maximale.

## Pertes de puissance par friction mécanique (Pm)

Ces pertes sont causées par la friction entre les pièces fixes et mobiles de la pompe, notamment :

- Les roulements.
- Les boîtes à garniture ou joints d'étanchéité.

Ces frictions génèrent de la chaleur et entraînent une consommation d'énergie inutile.

## Pertes de puissance :

Si  $\Delta H_C$  est la perte de charge dans le fluide entre la sortie et la bride de sortie de la pompe et que le débit est  $Q$ , alors la perte de puissance  $P_c$  peut être défini comme :

$$P_c = \rho g Q \Delta H_C$$

En additionnant toutes les pertes **de puissance**, on obtient :

$$P_s = P_m + \rho g (\Delta H_r \cdot Q + \Delta H_C \cdot Q + H \cdot q + Q \cdot H_m)$$

Où  $P_s$  est Puissance d'entrée à l'arbre

$P_m$  est la puissance perdue mécaniquement

$H_m$  est la hauteur manométrique.

## Rendement mécanique

$$\text{Rendement mécanique} = \frac{\text{Puissance fournie à la roue}}{\text{Puissance d'entrée à l'arbre}}$$

$$\eta_m = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot (\Delta H_r + H)}{P_S}$$

$H$  : Charge totale à travers la roue.

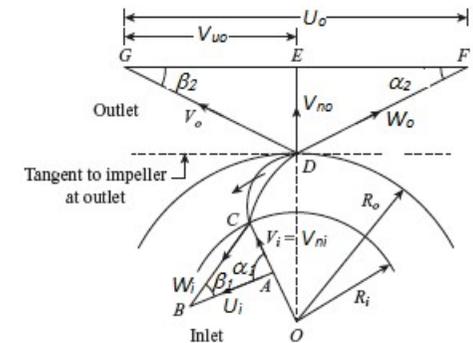
$\Delta H_r$  : Perte de charge dans la roue.

## Exercice 4

Une pompe centrifuge a une roue de 0,75 m de diamètre et elle débite 1000 litres par seconde contre une hauteur manométrique de 65 m. La turbine tourne à 1000 tr/min et la largeur à la sortie est de 6 cm. Si la perte par fuite est de 3,5 % du débit, alors la perte mécanique externe est de 15 kW et le rendement manométrique est de 85 %. Déterminer (i) l'angle des pales à la sortie, (ii) la puissance requise et (iii) le rendement de la pompe.

$D_o = 0.75$  m,  $Q_a = 1000$  l/s =  $1$  m<sup>3</sup>/s,  $H_m = 65$  m,  $N = 1000$  tr/min,  $B_2 = 6$  cm =  $0.06$  m,

*perte de fuite = 3,5 % de  $Q_a$ , perte mécanique = 15 kW et  $\eta_{man} = 0,85$ .*



## Exercice 5

Soit une pompe centrifuge débitant 30l/s sous une charge de 30m, dont les caractéristiques sont:

$$\beta_1 = \beta_2; R_2 = R_1/3 = 50 \text{ mm}; B_1 = 2 \cdot B_2 = 25 \text{ mm} \text{ et } \alpha_1 = 90^\circ \quad \eta_{\text{man}} = 0,75.$$

1. Déterminer l'angle  $\beta_2$  et la vitesse de rotation  $N$  (tr/min),
2. Déterminer la puissance sur l'arbre

On donne :

- ✓ Le rendement hydraulique (manométrique)  $\eta_{\text{man}} = \eta_{\text{man}} = 0,75$
- ✓ Le rendement volumétrique  $\eta_v = 0,95$
- ✓ Le rendement mécanique  $\eta_m = 0,93$

## Exercice 6

une pompe centrifuge débite 1440 l/min sous une hauteur manométrique de 27m, avec un rendement de 75%. On admet que la perte interne vaut 5fois l'Energie cinétique de sont mouvement relatif à la sortie de la roue.

Le diamètre de celle-ci est  $D_2 = 0,2 \text{ m}$  et la section de sortie est  $S_2 = 0,2 \cdot D_2^2$

1. Calculer l'angle  $\beta_2$  et
2. Calculer la vitesse de rotation  $N$  (tr/min),

# **CH I Suite**

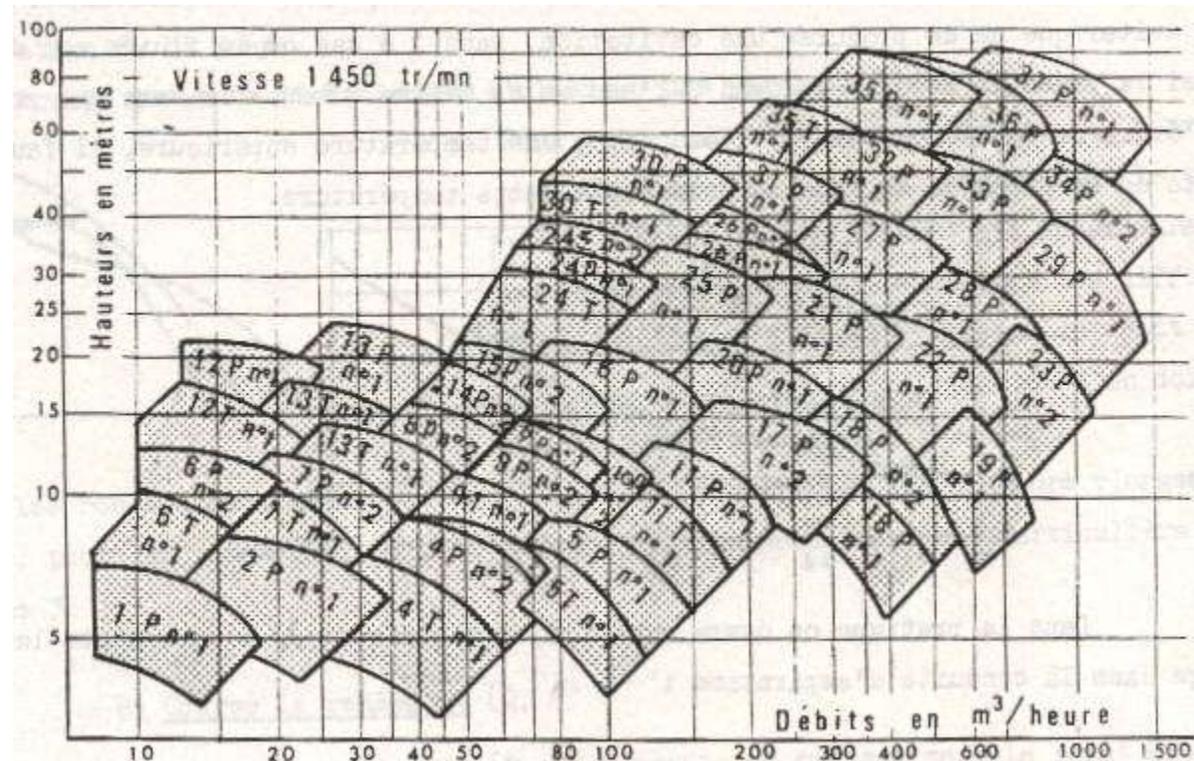
## **Choix des pompes, Point de fonctionnement**

H. Bouchelkia

# 4 CHOIX D'UNE POMPE CENTRIFUGE

## 1. Conditions techniques

La nature du fluide à transporter, la place disponible et la hauteur et le débit de refoulement vont permettre tout d'abord de définir le genre de pompe nécessaire et ses matériaux de fabrication. Ce premier choix fait, les constructeurs proposent dans chaque genre de pompe un graphique log Q, log H sur lequel sont portés les domaines d'utilisation de chaque type de pompe. La comparaison du débit, de la hauteur de refoulement nécessaire et du graphique permet de déterminer le type de pompe.



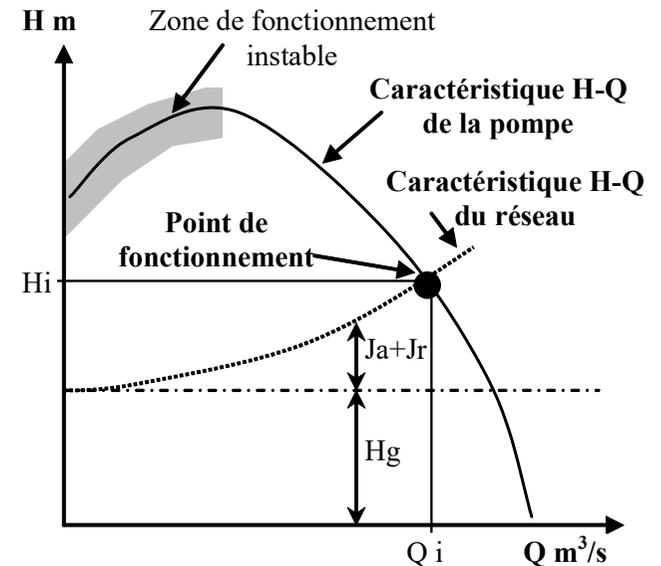
## Point de fonctionnement

On connaît d'une part, les caractéristiques exactes de l'installation, c'est à dire la hauteur géométrique totale de refoulement  $H_g$  et les pertes de charge  $J_a$  et  $J_r$  dans l'aspiration et le refoulement. La charge totale  $H_t$  nécessaire pour transiter un débit  $Q$  est :

$$H_t = H_g + J_a + J_r$$

D'autre part, on connaît la caractéristique  $Q - H$  de la pompe choisie. Le point de fonctionnement se trouve alors à l'intersection I de la caractéristique du réseau et de la caractéristique de la pompe.

Dans le cas où la pompe a une caractéristique présentant un maximum, le point de fonctionnement doit se situer dans la partie descendante de la courbe et loin du maximum. En effet, dans la partie ascendante le point de fonctionnement correspondrait à un équilibre instable



## Courbe de réseau

Courbe représentative des pertes de charge en fonction du débit

En appliquant la relation de Bernoulli généralisée, on peut exprimer la hauteur manométrique  $H_{pompe}$  de la pompe sous la forme :

$$H_1 + h_{pompe} = H_2 + \sum \Delta H_i$$

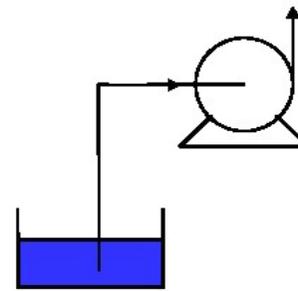
$$\left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1\right) + h_p = \left(\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2\right) + \sum_i \Delta H_i$$

En négligeant les termes de vitesse et en supposant  $p_1 = p_2$

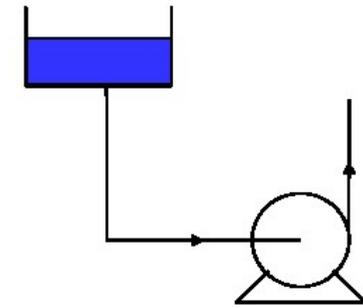
$$h_p = (z_2 - z_1) + \sum_i \Delta H_i$$

Les pertes de charge  $\Delta H_a + \Delta H_r$  dans la conduite d'aspiration (1) et dans la conduite de refoulement (2) sont données par la somme des pertes de charge singulières et des pertes de charge linéaires :

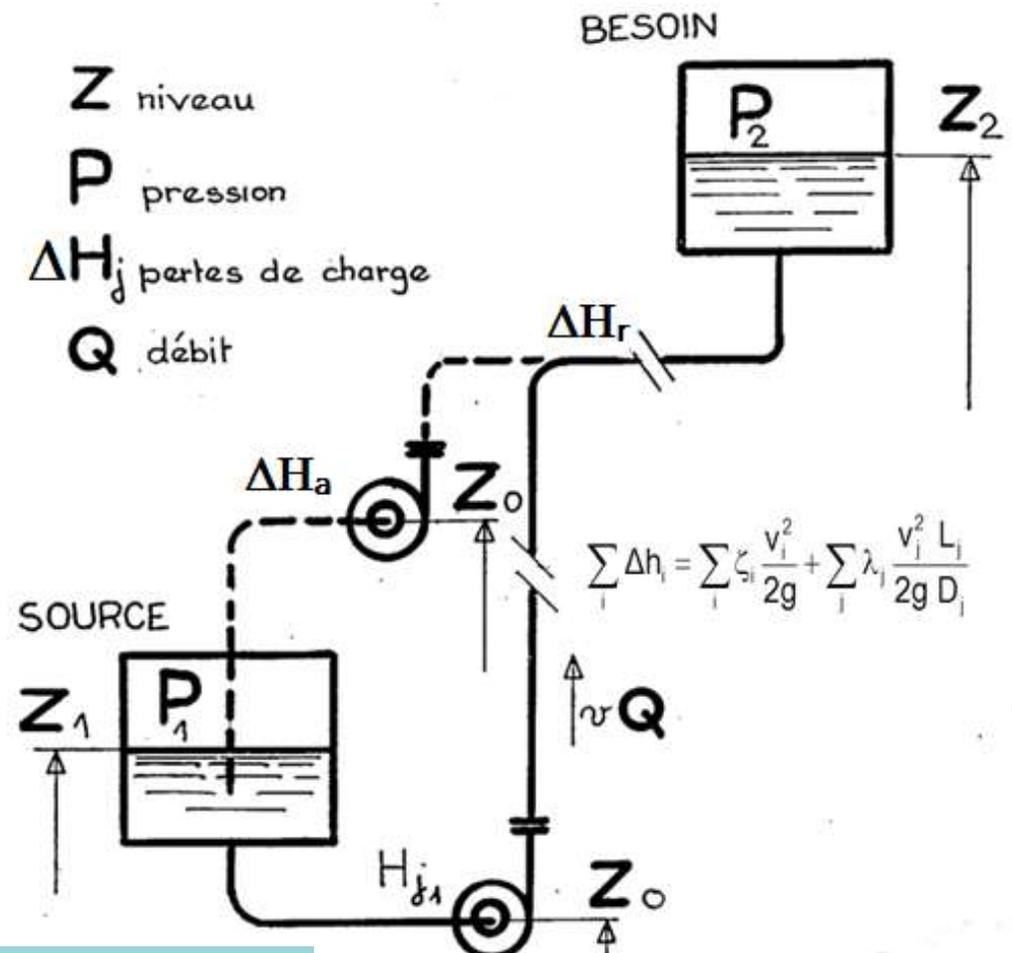
$$\sum_i \Delta H_i = \sum \Delta H_{\text{Singulieres}} + \sum \Delta H_{\text{Linéaire}} = \sum_i \zeta_i \frac{v_i^2}{2g} + \sum_j \lambda_j \frac{v_j^2 L_j}{2g D_j}$$



Pompe en aspiration

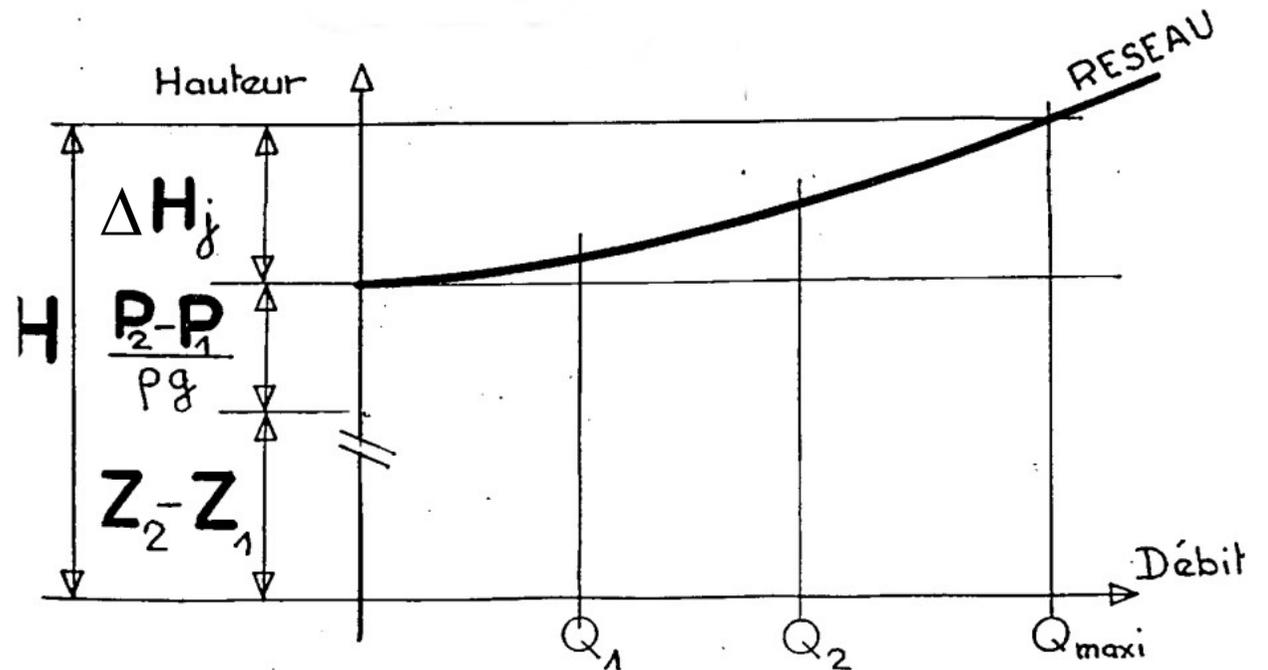


Pompe en charge



Si l'écoulement est turbulent rugueux,  $\lambda$  est une constante et donc les pertes de charge sont proportionnelles à  $q^2$ . Dans le cas d'un écoulement turbulent lisse ( $\lambda = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$  relation de Blasius), les pertes de charge sont proportionnelles à  $q^{1,75}$ .

La courbe réseau est donc d'allure parabolique et ressemble à la courbe ci-dessous :



$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$$

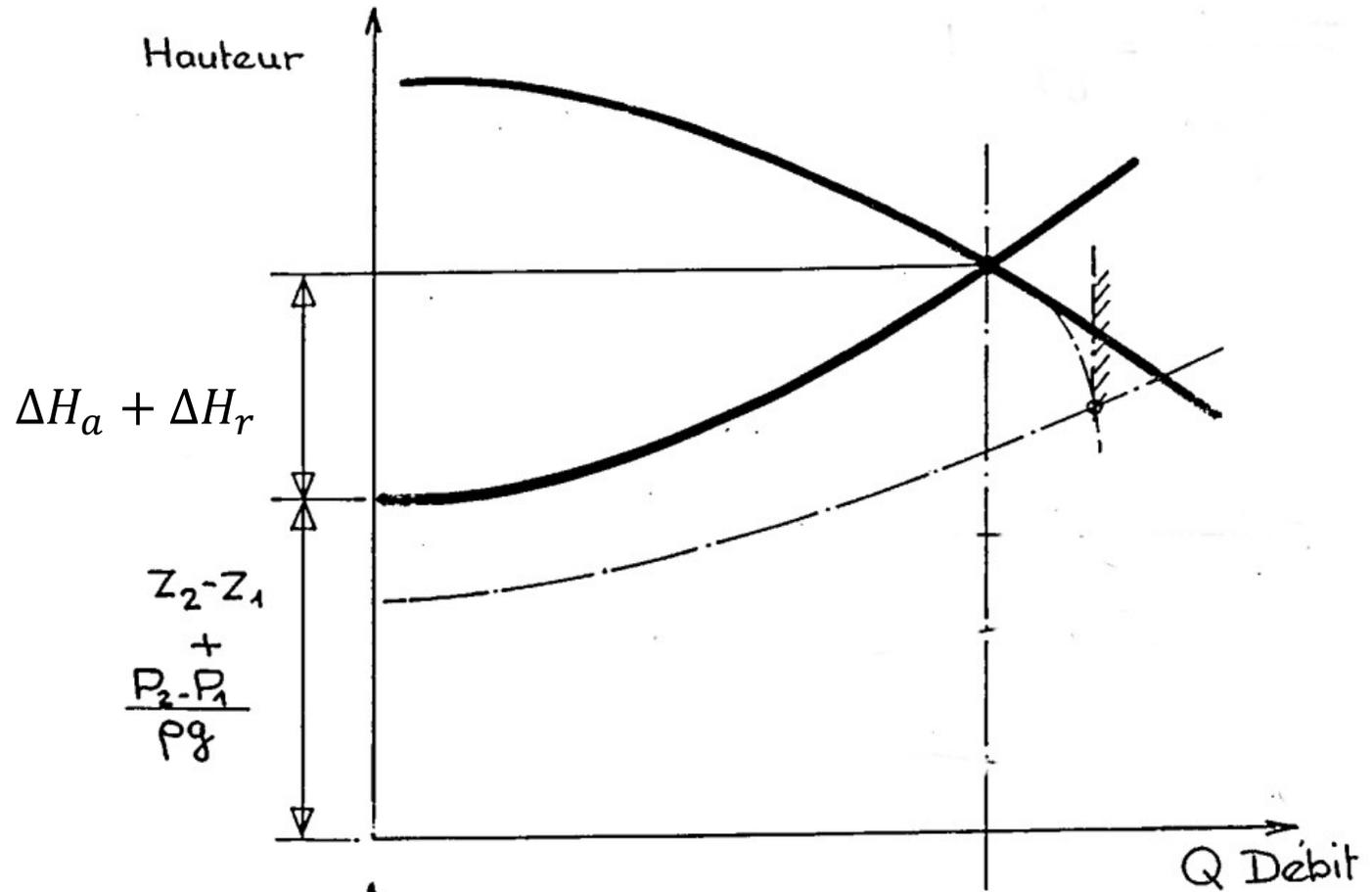
Colebrook-white

**La courbe** caractéristique d'un réseau a pour équations:  $H = H_{géo} + R \cdot Q^2$

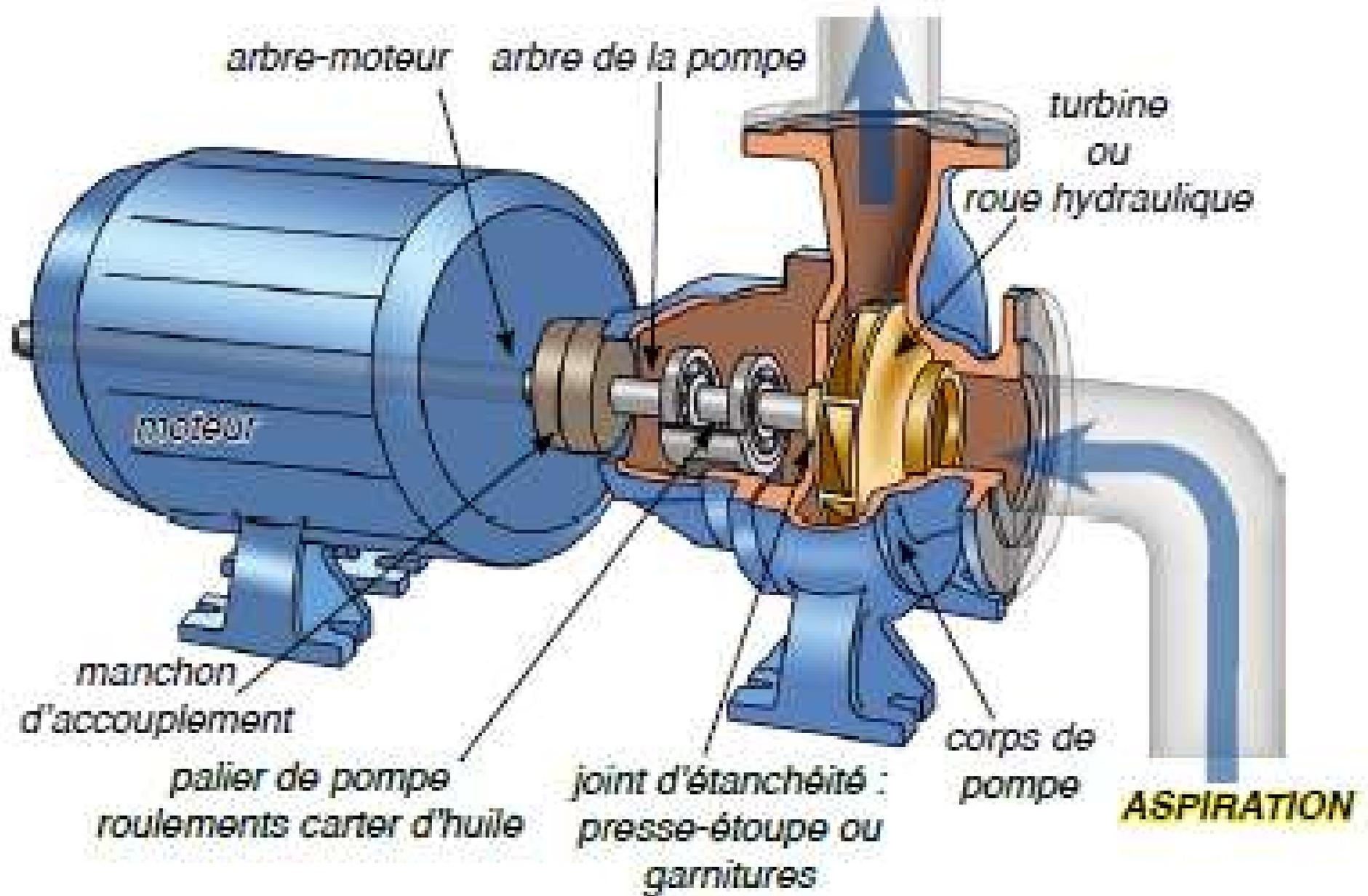
Par contre la

## Le point de fonctionnement

Le point de fonctionnement de l'installation se situe à l'intersection de la courbe de réseau et de la caractéristique de la pompe.



**REFOULEMENT**



arbre-moteur

arbre de la pompe

turbine  
ou  
roue hydraulique

moteur

manchon  
d'accouplement

palier de pompe  
roulements carter d'huile

joint d'étanchéité :  
presse-étoupe ou  
garnitures

corps de  
pompe

**ASPIRATION**



## capacité d'aspiration d'une pompe

### Qu'est qu'une aspiration?

- ✓ énergie potentielle due à la pression atmosphérique
- ✓ Aspiration au-dessus d'un plan d'eau
- ✓ Aspiration en dessous d'un plan d'eau
- ✓ La cavitation, phénomène lié aux caractéristiques du fluide

### Description du phénomène de cavitation

La cavitation est le phénomène de production de vapeur d'eau et de décondensation sous l'effet de variation de la pression autour de la tension de la vapeur d'eau. Elle produit des chocs très violents entraînant des corrosions mécaniques rapides et spectaculaires de la roue et du diffuseur de la pompe. Elle ne désamorce pas directement la pompe.

### **3- *Eléments de base pour le calcul et choix des pompes***

#### **1- *Eléments de base pour le calcul des pompes***

##### **1.1- *Débit***

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

##### **1.2- *hauteur manométrique totale d'élévation***

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

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

## CAS 1 : Les orifices d'aspiration et de refoulement sont à la pression atmosphérique

$$Z_A + \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} = Z_E + \frac{P_E}{\rho g} + \frac{V_E^2}{2g} + J_{AE} \dots \dots (1)$$

- Si le plan de référence passe par A,  $Z_A = 0$  et  $Z_E = H_a$

-  $V_A = 0$  car fluide au repos

Avec  $P_A = P_{atm}$  et  $V_A \approx 0$

D'où

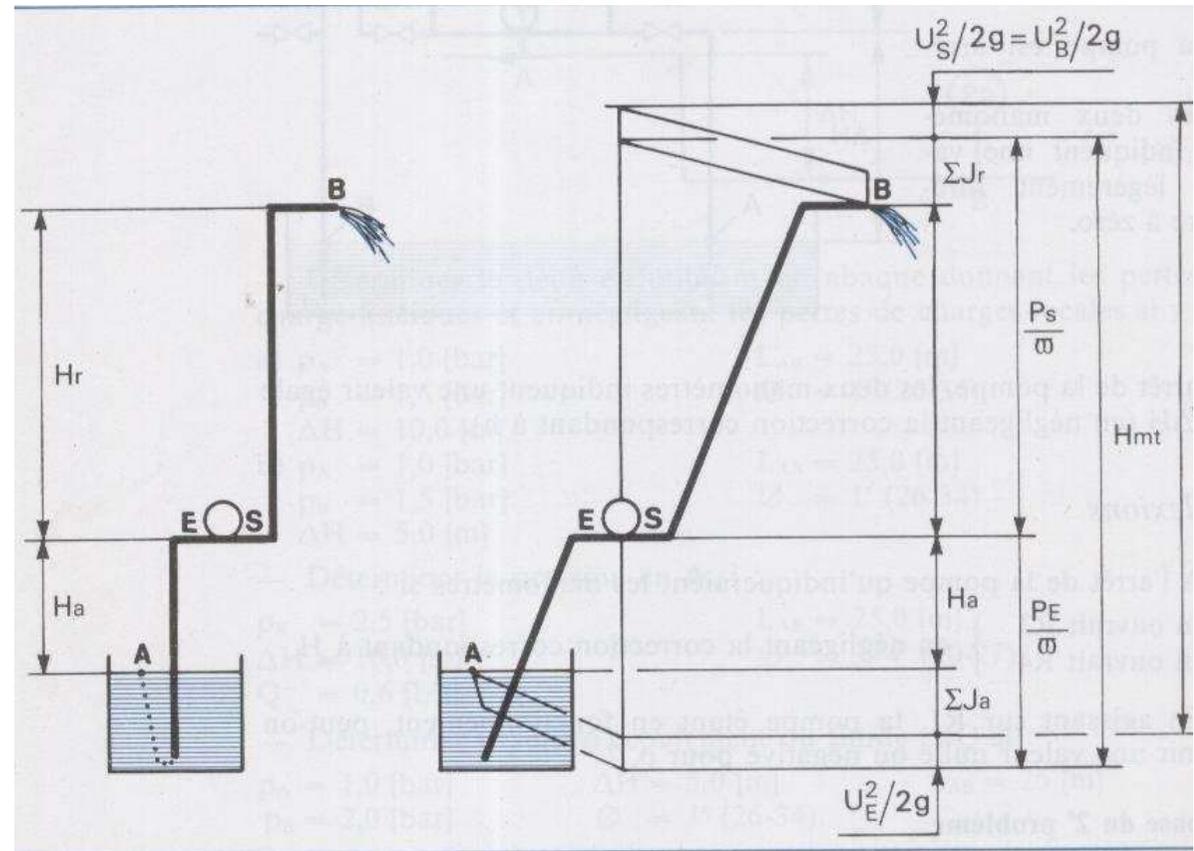
$$\frac{P_A}{\rho g} = H_a + \frac{P_E}{\rho g} + \frac{V_E^2}{2g} + J_{AE}$$

$$\Rightarrow \frac{P_E}{\rho g} + \frac{V_E^2}{2g} = \frac{P_A}{\rho g} - H_a - J_{AE}$$

D'où

$$\frac{P_E}{\rho g} + \frac{V_E^2}{2g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - H_a - J_{AE} \dots (2)$$

(2) est l'énergie que possède le fluide à l'entrée de la pompe.



- **Equation énergétique des points S et B**

$$Z_S + \frac{P_S}{\rho g} + \frac{V_S^2}{2g} = Z_B + \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + J_{SB} \dots \dots (3)$$

- Prenant un second plan de référence passe par S,  $Z_S = 0$  et  $Z_B = H_r$

-  $V_A = 0$  car fluide au repos

Avec  $P_B = P_{atm}$

D'où

$$\frac{P_S}{\rho g} + \frac{V_S^2}{2g} = H_r + \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + J_{SB}$$

D'où

$$\frac{P_S}{\rho g} + \frac{V_S^2}{2g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + H_r + J_{SB} \dots (4)$$

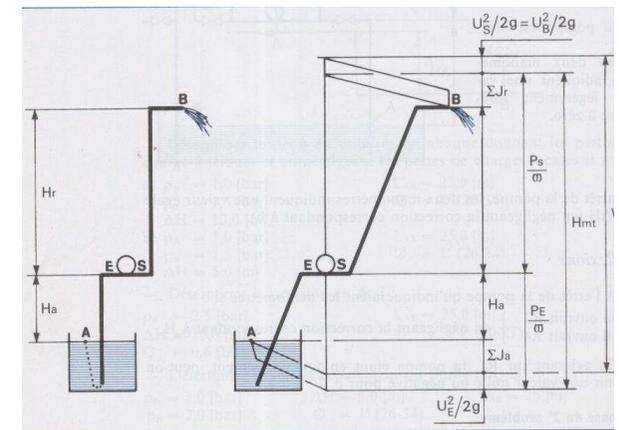
(4) Est l'énergie de que possède le fluide à la sortie de la pompe

- **Energie  $W_p$  que doit fournir la pompe au fluide**

$$W_P = (4) - (2) \Leftrightarrow W_P = \left( \frac{P_S}{\rho g} + \frac{V_S^2}{2g} \right) - \left( \frac{P_E}{\rho g} + \frac{V_E^2}{2g} \right)$$

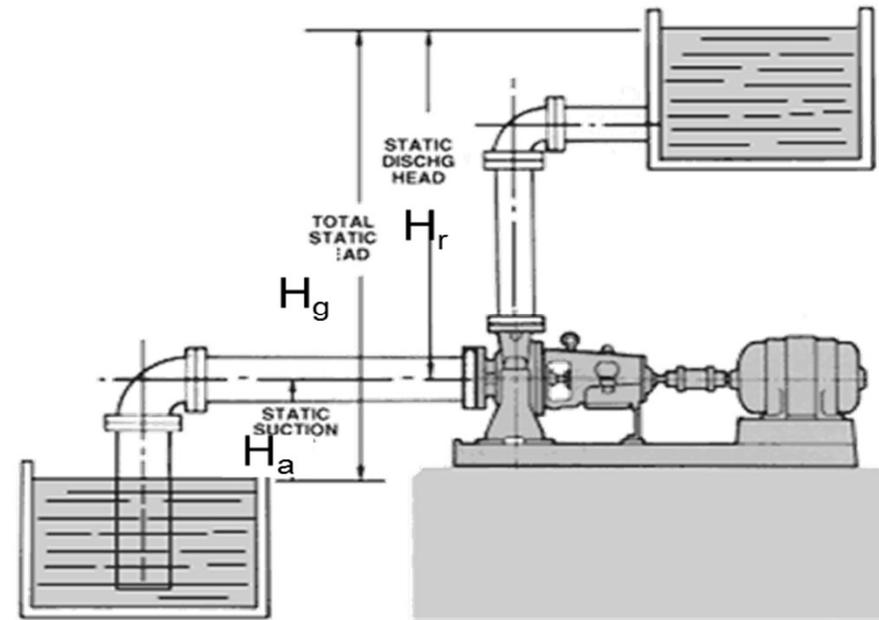
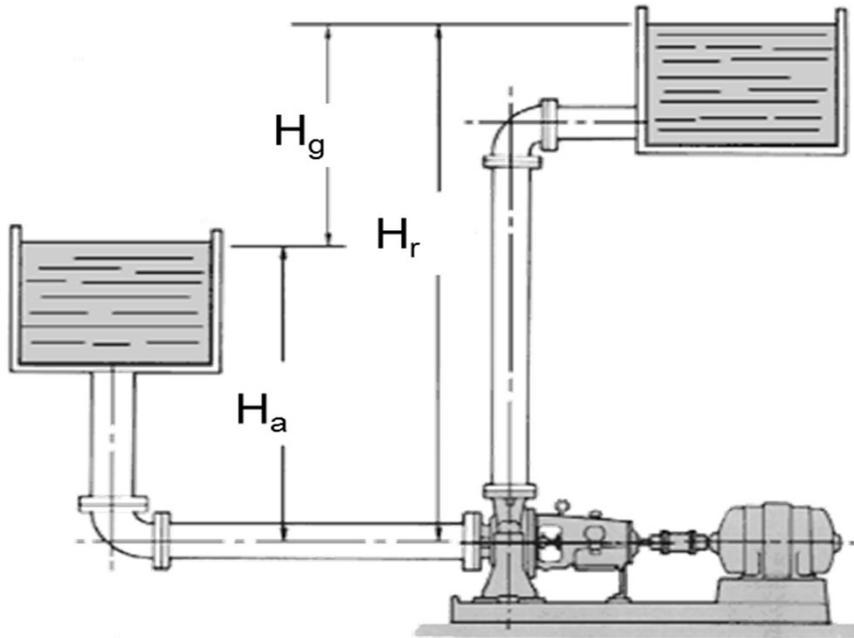
$$W_P = \frac{V_B^2}{2g} + H_a + H_r + J_{AE} + J_{SB}$$

$$W_P = \frac{V_B^2}{2g} + H_{geo} + J_{asp} + J_{ref}$$



## CAS 2 : Les orifices d'aspiration et de refoulement sont à la pression Atmosphérique (refoulement sur un réservoir ouvert)

ce traiter de la meme maniere juste on a  
 $V_B \approx 0$  (reservoir à grandes dimensions)



$$W_P = H_r - H_a + J_{AE} + J_{SB}$$

$$W_P = H_{geo} + J_{AE} + J_{SB}$$

$$W_P = H_{geo} + J_{asp} + J_{ref}$$

$$W_P = H_r + H_a + J_{SB} + J_{AE}$$

$$W_P = H_{geo} + J_{SB} + J_{AE}$$

$$W_P = H_{geo} + J_{asp} + J_{ref}$$

### CAS 3 : Les surfaces libres à l'aspiration et au refoulement sont à des pressions différentes.

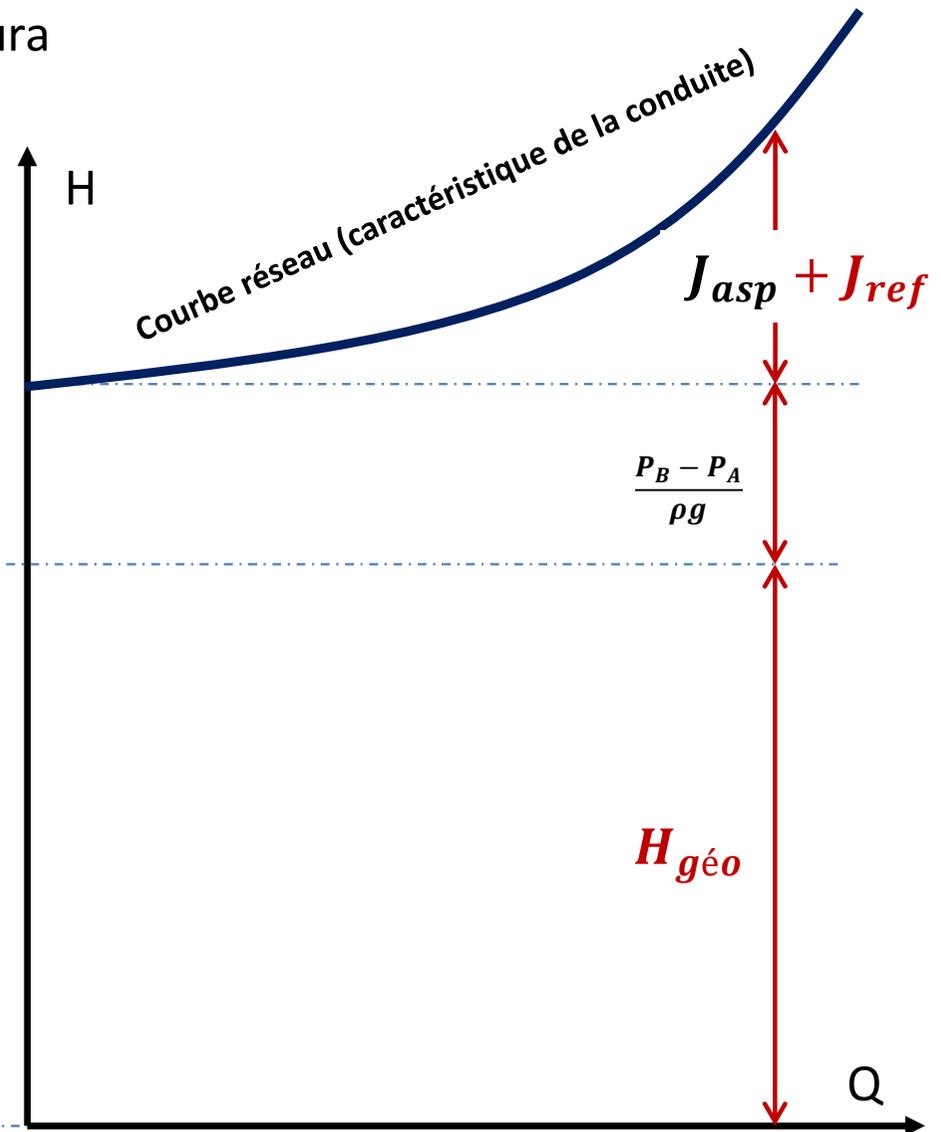
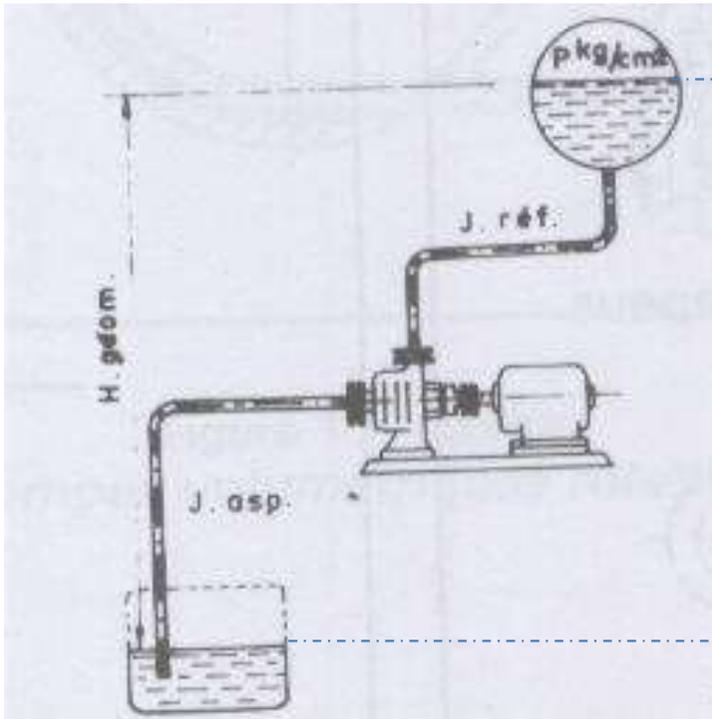
$$W_P = \frac{P_B - P_A}{\rho g} + H_r + H_a + J_{AE} + J_{SB} + \frac{V_B^2 - V_A^2}{2g}$$

Les termes  $\frac{V^2}{2g}$  étant généralement négligé on aura

$$W_P = \frac{P_B - P_A}{\rho g} + H_r + H_a + J_{AE} + J_{SB}$$

$$W_P = \frac{P_B - P_A}{\rho g} + H_{géo} + J_{AE} + J_{SB}$$

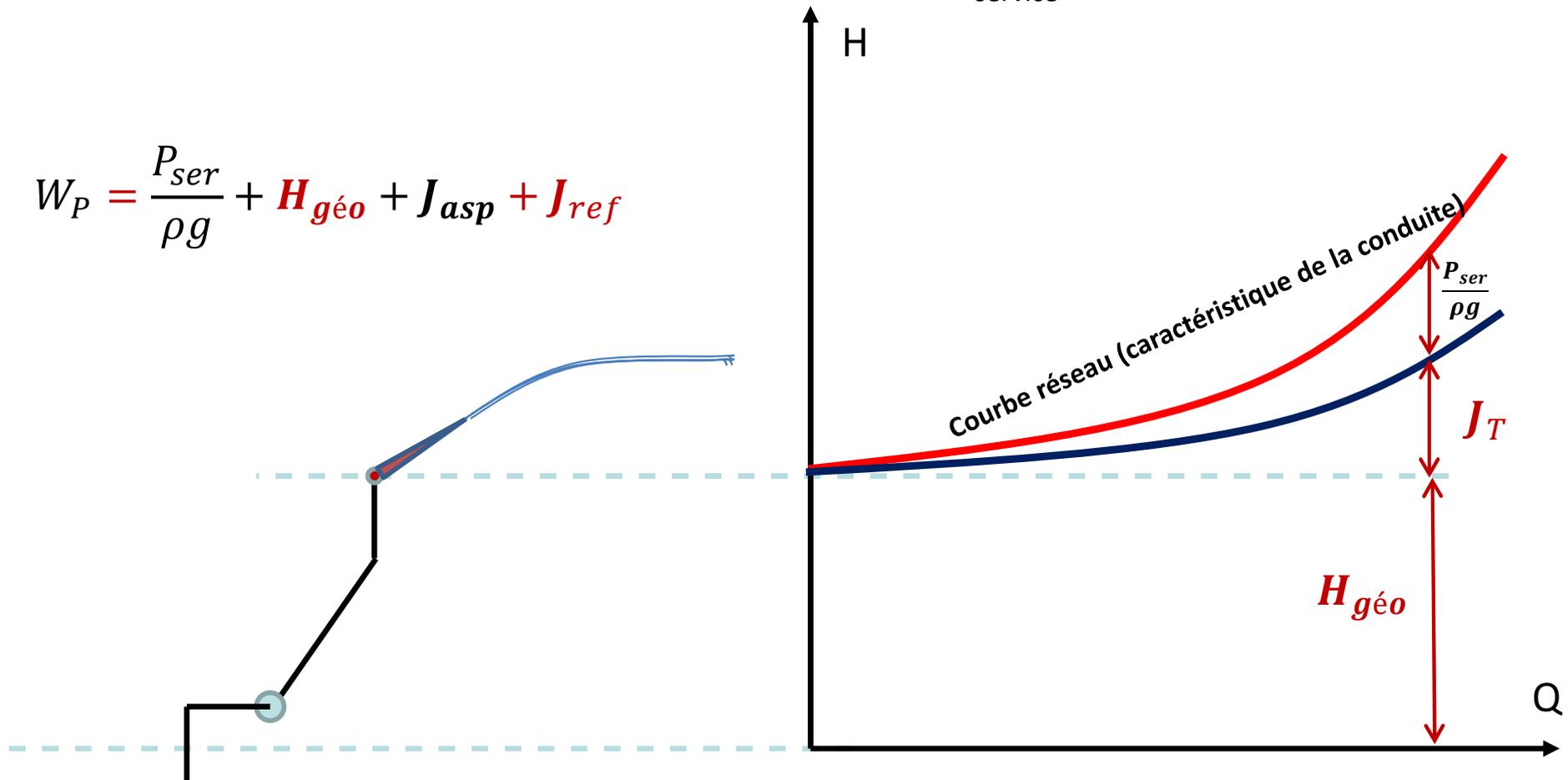
$$W_P = \frac{P_B - P_A}{\rho g} + H_{géo} + J_{asp} + J_{ref}$$



## CAS4 : refoulement avec pression de service.

Il est parfois nécessaire de fournir une pression de service au bout de conduites pour assuré le fonctionnement d'un appareil (Asperseur en irrigation , une lance d'incendie), il est alors nécessaire de tenir compte de cette pression supplémentaire pour calculer l'énergie que devra fournir une pompe, cette pression  $P_{service}$  et fonction débit

$$W_P = \frac{P_{ser}}{\rho g} + H_{géo} + J_{asp} + J_{ref}$$



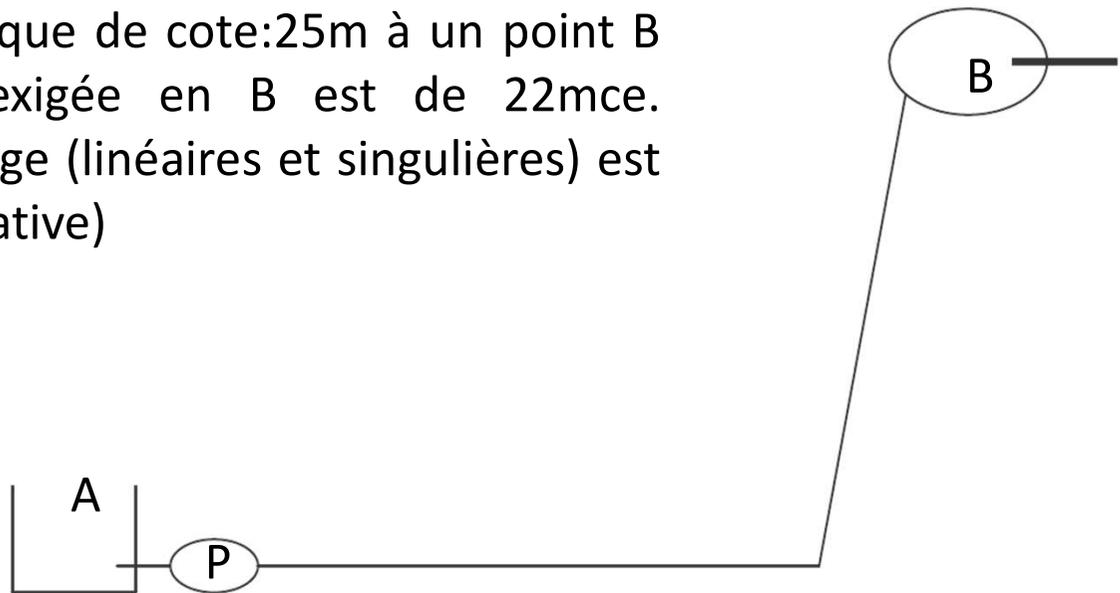
**Energie  $W_p$  que doit fournir la pompe au fluide est la hauteur manométrique totale (HmT) d'une pompe**

## Exercice 7

Une pompe centrifuge est nécessaire pour fournir  $0,03 \text{ m}^3/\text{s}$  d'eau à une hauteur de 25 m à travers un tuyau de 12 cm de diamètre et de 110 m de long. Déterminez la puissance nécessaire pour entraîner la pompe si son rendement global est de 72 %. Prenez le coefficient de frottement  $\lambda = 0,04$  pour la canalisation.

## Exercice 8

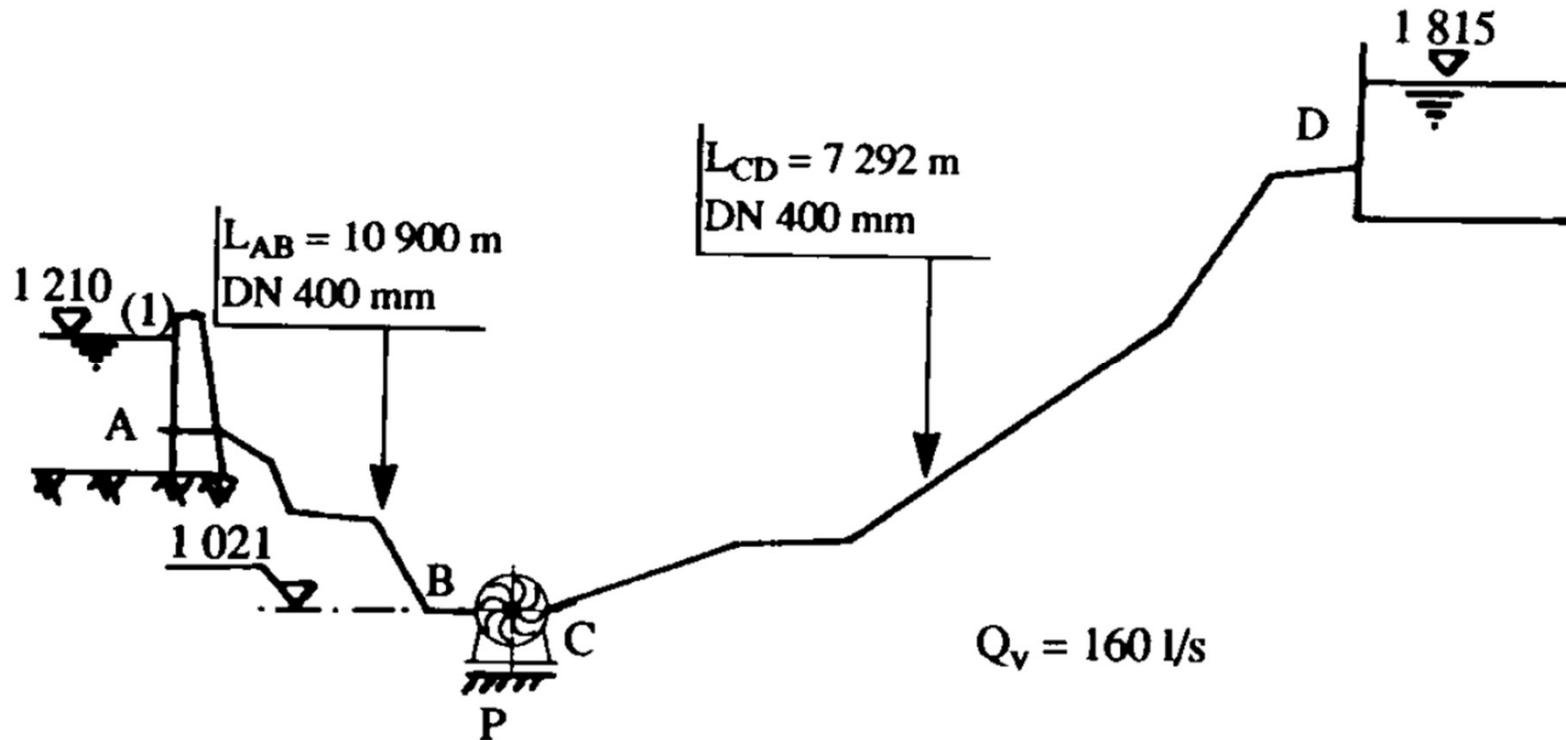
Donner la HMT nécessaire pour refouler de l'eau d'un plan d'eau à la pression atmosphérique de cote:25m à un point B de cote 50m. La pression exigée en B est de 22mce. L'ensemble des pertes de charge (linéaires et singulières) est de 5mce. (la pression est en relative)



## Exercice 9

Soit le système hydraulique en bas. La fonte Pont à Mousson et la fonte Bonna ont une rugosité de  $\varepsilon=0,1\text{mm}$

Calculer la puissance que la pompe P doit fournir au fluide. Tracer la ligne piézométrique et la ligne de charge



(1.047MW)

## CONCLUSION

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, (hauteur géométrique d'élévation), mais également la pression nécessaire pour vaincre les pertes de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement.

Si les surfaces libres à l'aspiration et au refoulement sont à la même pression

$$HmT(mce) = H_{géométrique} + J_{aspiration} + J_{refoulement}$$

Si les surfaces libres à l'aspiration et au refoulement sont à des pressions différentes, par exemple  $P_A$  et  $P_B$ .

$$HmT(mce) = H_{géométrique} + J_{aspiration} + J_{refoulement} + \frac{P_B - P_A}{\rho g}$$

**ATTENTION : La hauteur géométrique d'aspiration se compte, non pas depuis le niveau inférieur de la conduite d'aspiration, mais depuis le plan d'eau dans le bassin d'aspiration.**