

CHAPITRE 1 :

LES ECOULEMENTS DES FLUIDES

I – Généralités :

1. Définition d'un fluide :

Les fluides sont des corps dont les molécules sont très mobiles les unes par rapport aux autres.

Un fluide prend automatiquement la forme du récipient qui le contient.

On peut classer les fluides en deux groupes : des liquides et des gaz.

Les liquides ont un volume propre tant dis que les gaz occupent tout le volume qui lui sont offert.

2. Compressibilité des fluides :

Soit ρ la masse volumique d'un fluide.

D'une façon générale, ρ varie avec la pression et la température.

On appelle un fluide incompressible lorsque ρ est indépendante de p et T .

Les liquides sont très peu compressibles.

Pratiquement : on considère que les liquides sont incompressibles et les gaz sont compressibles.

3. Viscosité :

Les forces de cohésion intermoléculaire ont tendance à freiner l'écoulement d'un fluide.

Cette propriété est appelée viscosité : c'est la capacité d'écoulement d'un fluide.

- Coefficient de viscosité dynamique « μ » : exprimé dans le système international en Poiseuille (Pl) ou en Pascal seconde (Pa.s)
- Coefficient de viscosité cinématique « ν » : exprimé dans le système international en mètre carré par seconde (m^2/s)

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

4. Fluide parfait – fluide réel :

Un fluide parfait est un fluide dont les molécules se déplacent sans aucun frottement les uns par rapport aux autres ; donc sans viscosité $\mu = 0$. (C'est théorique)

Un fluide est réel lorsque $\mu \neq 0$

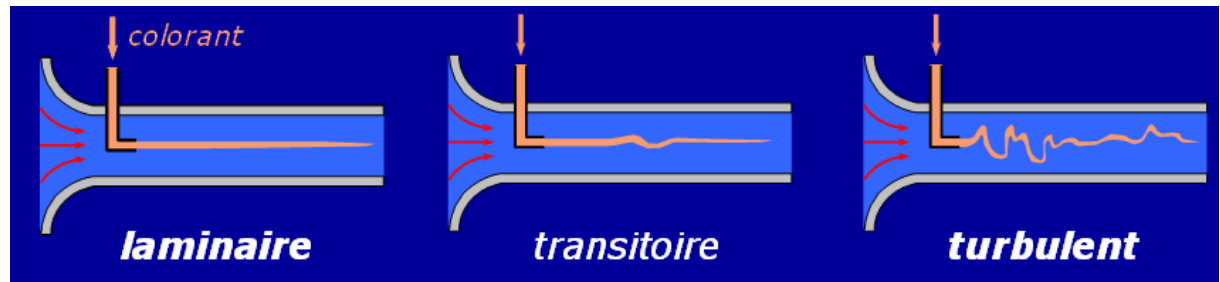
II– Les régimes d'écoulement :

Expérience :

Soit un courant d'eau qui circule dans une conduite à section circulaire.

On introduit un filet de colorant dans l'axe de cette conduite.

Suivant la vitesse d'écoulement de l'eau, on peut observer les phénomènes suivants :



a) Vitesse faible

b) Vitesse plus élevée

c) Vitesse très élevée

- Pour des vitesses faibles, le filet colorant traverse le long de la conduite en position centrale.
- Pour des vitesses plus élevées, le filet colorant se mélange brusquement dans l'eau après avoir parcouru une distance.
- Pour des vitesses très élevées, le colorant se mélange immédiatement dans l'eau.

1. **Régime laminaire** : (cas a) le fluide s'écoule en couches cylindriques coaxiales ayant pour axe le centre de la conduite.
2. **Régime transitoire** : (cas b) c'est une transition entre le régime laminaire et ce lui turbulent.
3. **Régime turbulent** : (cas c) formation de mouvement tourbillonnant dans le fluide.

Cette expérience est faite par Reynolds en faisant varier le diamètre de la conduite, la température, le débit, etc..., pour des divers fluides.

La détermination du régime d'écoulement est par le calcul d'un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds (Re).

$$\text{Re} = \frac{D \cdot u \cdot \rho}{\mu} = \frac{D \cdot u}{\nu}$$

Avec : D : diamètre de la conduite (en m)

u : vitesse moyenne d'écoulement (en m/s)

ρ : masse volumique du fluide (en kg/m^3)

μ : coefficient de viscosité dynamique (en Pa.s)

ν : coefficient de viscosité cinématique (en m^2/s)

Si $Re < 2000$ le régime est laminaire

Si $Re > 3000$ le régime est turbulent

Si $2000 < Re < 3000$ le régime est transitoire

Remarque : si la section n'est pas circulaire, on définit le diamètre équivalent (De) par :

$$De = \frac{4 * \text{la section de la conduite}}{\text{le périmètre mouillé par le fluide}}$$

III – Théorème de BERNOULLI pour un fluide réel :

Lorsque le fluide est réel, la viscosité est non nulle, alors au cours du déplacement du fluide, les différentes couches frottent les unes contre les autres et contre la paroi qui n'est pas parfaitement lisse d'où il y a une perte sous forme de dégagement d'énergie ; cette perte appelée **perte de charge**.

La relation de Bernoulli peut s'écrire sous la forme :

$$z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \Delta H_{1,2}$$

$\Delta H_{1,2}$: c'est l'ensemble des pertes de charge entre (1) et (2) exprimé en hauteur.

Les pertes de charge peuvent être exprimées en pression / $\Delta p_{1,2} = \rho \cdot g \cdot \Delta H_{1,2}$

IV – Pertes de charge :

Les pertes de charge sont à l'origine :

- Des frottements entre les différentes couches de liquide et des frottement entre le liquide et la paroi interne de la conduite le long de l'écoulement : ce sont les **pertes de charge régulières**.
- De la résistance à l'écoulement provoqués par les accidents de parcours (vannes, coudes, etc...) ; ce sont les **pertes de charge singulières ou localisés**.

1. Pertes de charge régulières : ΔH_r

Soit un écoulement permanent d'un liquide dans une conduite de diamètre D. La perte de charge entre deux points séparés d'une longueur L est de la forme :

$$\Delta H_r = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Avec v : vitesse moyenne du fluide

λ : coefficient de perte de charge régulière.

Pour déterminer le coefficient de perte de charge régulière λ , on fait souvent appel à des formules empiriques tel que :

- Si l'écoulement est laminaire, nous avons la **loi de Poiseuille**

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

- Si l'écoulement est turbulent, on a deux cas :

Turbulent lisse $Re < 10^5$: on a la **loi de Blasius** : $\lambda = 0.316 Re^{-1/4} = (100 Re)^{-1/4}$

Turbulent rugueux $Re > 10^5$: il y a d'autres lois tel que de Blench.

2. **Pertes de charge singulières** : ΔH_s

$$\Delta H_r = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Avec k : coefficient de perte de charge singulière qui dépend de la forme géométrique de la conduite (rétrécissement de section, coude, vanne, etc...).

Remarque : Longueur équivalente de conduite (L_e):

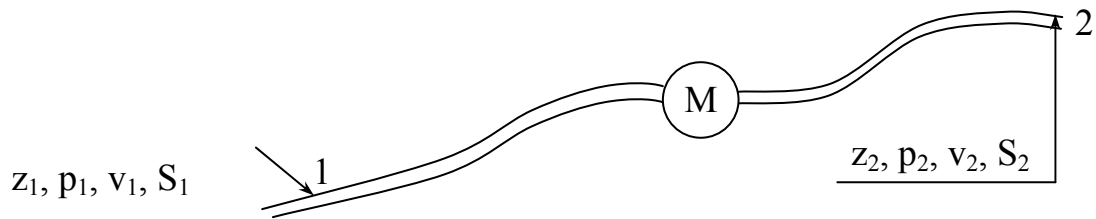
La perte de charge singulière est parfois caractérisée par une longueur équivalente (L_e)

telle que $k = \lambda \frac{L_e}{D}$

L'avantage est de relativiser directement l'importance des pertes de charge singulières par rapport aux pertes de charge régulières et de faciliter le calcul du circuit lorsque les conduites sont toutes de même diamètre :

$$\Delta H = \Delta H_r + \Delta H_s = \lambda \frac{L + L_e}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

V – Fluide réel traversant une machine :



Lorsque le fluide traverse une machine hydraulique, alors il y a un échange d'énergie entre le fluide et la machine.

Soit E l'énergie par unité de masse échangée entre le fluide et la machine.

On pose $E > 0$ si la machine est motrice (pompe)

$E < 0$ si la machine est réceptrice (turbine)

Le bilan énergétique appliqué entre (1) et (2) : $E(1) + E = E(2) + E_{\text{perdu}}$

Le théorème de Bernoulli s'écrit alors :

$$\frac{1}{2}v_1^2 + g.z_1 + \frac{p_1}{\rho} + E = \frac{1}{2}v_2^2 + g.z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \Delta H_{1,2}$$

La puissance échangée est une puissance hydraulique :

$$P_{\text{hyd}} = \frac{dW}{dt} = \frac{E.dm}{dt} = E.q_m \quad \Leftrightarrow \quad P_{\text{hyd}} = \rho.E.q_V$$

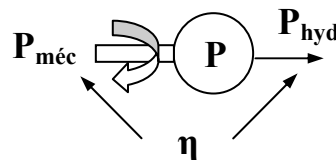
Les pertes d'énergie dans les machines sont traduites par un rendement. Ce dernier est le

rapport de la puissance utile par la puissance absorbée : $\eta = \frac{P_u}{P_{\text{abs}}}$

Donc, la puissance mécanique est :

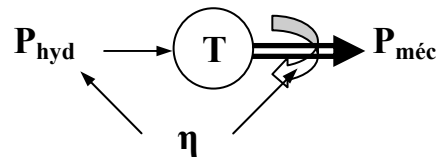
- Dans le cas d'une pompe :

$$\eta = \frac{P_{\text{hyd}}}{P_{\text{méc}}} \quad \text{d'où : } P_{\text{méc}} = \frac{P_{\text{hyd}}}{\eta}$$



- Dans le cas d'une turbine :

$$\eta = \frac{P_{\text{méc}}}{P_{\text{hyd}}} \quad \text{d'où : } P_{\text{méc}} = \eta.P_{\text{hyd}}$$



CHAPITRE 2 :

INTRODUCTION AUX SYSTEMES HYDRAULIQUES

CHAPITRE 2 :

GENERALITES SUR LES CIRCUITS DANS UN SYSTEME HYDRAULIQUE

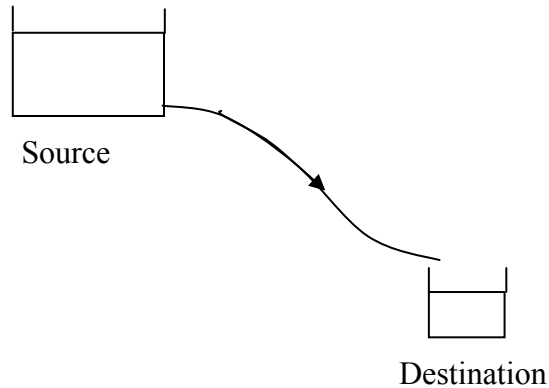
Dans les systèmes hydrauliques, on distingue deux types de circuits :

- Les circuits de transport des liquides
- Les circuits de transmission de puissance.

1. Circuit de transport de liquide :

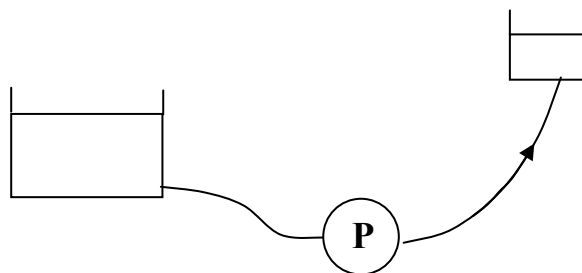
Pour transporter un liquide d'un lieu à un autre, on a deux possibilités :

- Soit par gravité :



Le niveau dans la source est supérieur au niveau de destination.

- Ou par pompage :



Une pompe assure le transport du liquide.

Pour le transport des liquides, les pompes les plus utilisées sont de type centrifuges qui sont caractérisées par des débits importants et des pressions faibles (quelques dizaines de bar).

2. Circuit de transmission de puissance :

On l'appelle aussi circuit d'hydraulique industrielle.

Pour ces qualités physico-chimiques (incompressibilité, viscosité, résistance thermique...), l'huile est le fluide le plus utilisé industriellement.

Dans ce type de circuit, une pompe de type volumétrique entraînée par un moteur (électrique si l'installation est fixe, thermique si l'installation est mobile) génère une puissance hydraulique (un débit d'huile sous pression). Cette puissance est transmise à un récepteur hydraulique (vérin ou moteur hydraulique) pour le transformer en puissance mécanique.

Ce type de circuit est caractérisé par des pressions importantes (suivant le besoin) et des débits faibles à moyens.

$$Puissance = Pression * Débit$$

$$(w) \quad (Pa) \quad (m^3/s)$$

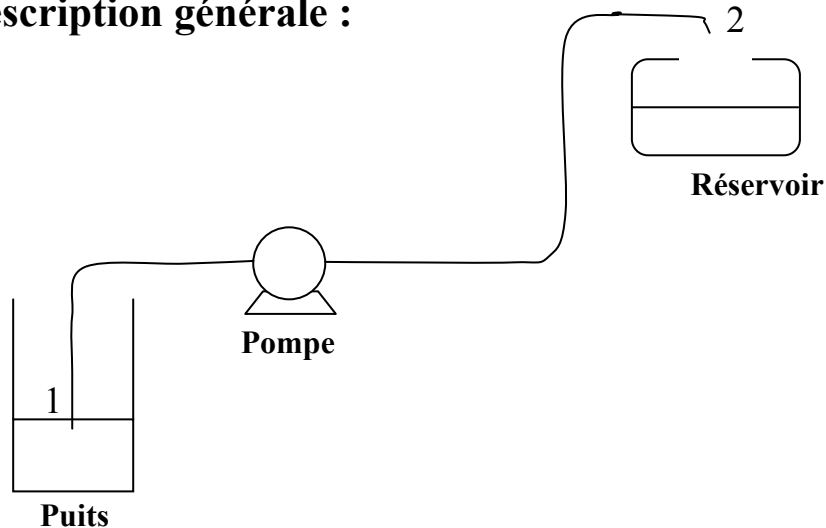
Pour varier la puissance transmise, on peut agir sur la pression ou sur le débit.

CHAPITRE 3 : **LES CIRCUITS DE TRANSPORT DES**
LIQUIDES

CHAPITRE 3 :

LES CIRCUITS DE TRANSPORT DES LIQUIDES

I – Description générale :



Un circuit de transport de liquide se compose essentiellement :

- D'un réservoir source de liquide (puits)
- D'une pompe
- D'un réservoir de stockage (citerne)
- D'une tuyauterie qui relie les différents constituants.

La hauteur géométrique H_G est la différence verticale entre le niveau d'aspiration et le niveau supérieur où l'on propose de refouler le fluide. $H_G = H_{\text{aspiration}} + H_{\text{refoulement}}$

La longueur du tuyauterie et ses changements de direction (coudes, tés,...) provoquent des pertes de charge ΔH .

La pompe doit vaincre dans le circuit :

- La variation de hauteur $z_2 - z_1 = H_G$
- La variation de pression $p_2 - p_1 = \Delta p$
- Les pertes de charge dans la tuyauterie ΔH

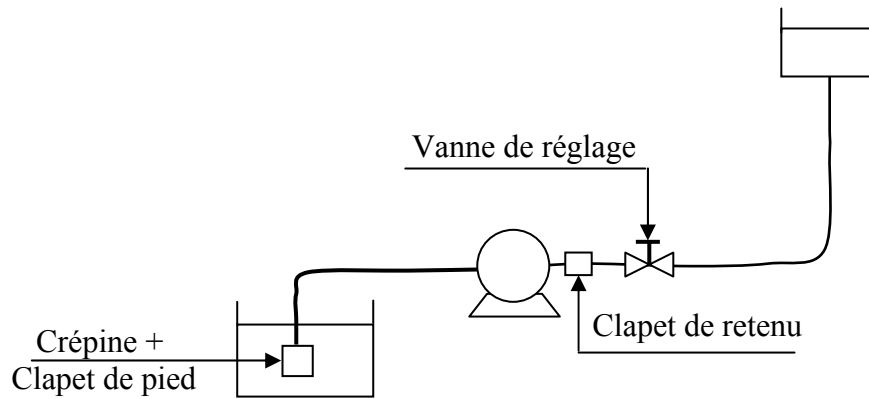
Les deux premiers facteurs sont généralement constants. Si $p_1 = p_2 = p_{\text{atm}}$ alors la pompe doit vaincre la hauteur géométrique et les pertes de charge.

On définit la Hauteur manométrique H_m par :

$$H_m = H_G + \Delta H$$

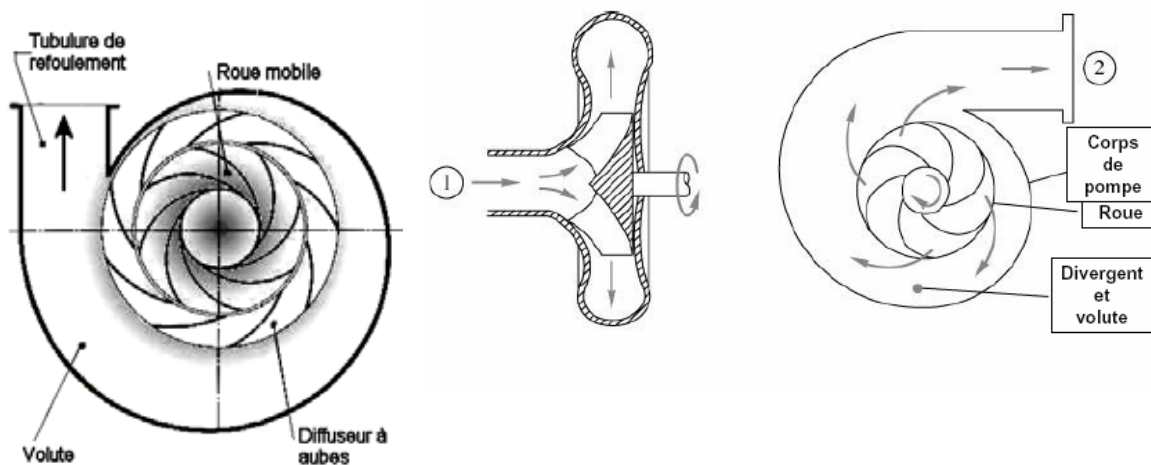
Un circuit de transport de liquide peut comprendre aussi :

- Une vanne de réglage de débit placée sur la conduite de refoulement
- Une crépine + un clapet de pied placés à l'extrémité basse de la conduite d'aspiration.
- Un clapet de retenue placé à la sortie de la pompe pour empêcher le retour du liquide, il est utilisé pour des grandes hauteurs de refoulement.



II – Pompe centrifuge :

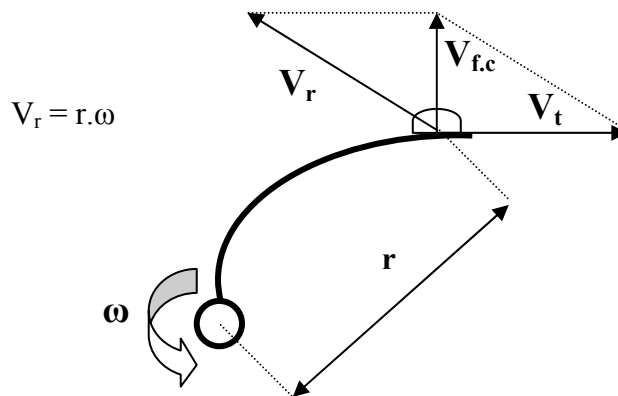
1) Principe de fonctionnement :



Une pompe centrifuge est constituée par:

- une roue à aubes tournante autour de son axe, appelée impulseur
- un distributeur dans l'axe de la roue
- un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute.

Le liquide arrive dans l'axe de l'appareil par le distributeur et la force centrifuge le projette vers l'extérieur de la roue. Il acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans le collecteur où la section est croissante. L'utilisation d'un diffuseur (roue à aubes fixes) au périphérique de l'impulseur permet une diminution des pertes d'énergie.



La particule de liquide qui pénètre par l'orifice d'aspiration se trouve sur l'un des aubes de l'impulseur qui est animé en rotation. Elle sera soumise à un effort centrifuge qui provoquera son déplacement à une vitesse centrifuge : $V_{f.c} = V_{tangentielle} + V_{radiale}$

La vitesse est maximale lorsque la particule arrive à l'extrémité de l'aube de l'impulseur.

En quittant les aubes de l'impulseur, les particules du liquide sont canalisées par les aubes du diffuseur qui sont orientées dans le sens de l'écoulement à fin de minimiser les frottements (pertes de charge) vers le refoulement à travers la volute qui a une section croissante pour diminuer la vitesse de fluide à fin de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression.

Les pompes centrifuges ne peuvent pas fonctionner lorsqu'il y a de l'air à l'orifice d'aspiration. L'air contenu nécessite d'être préalablement chassé : c'est l'amorçage de la pompe.

Entre le liquide qui se trouve à l'intérieur de la pompe sous pression et l'atmosphère, une étanchéité doit être réalisée. On utilise pour cela soit des tresses, soit des garnitures mécaniques. Ces garnitures (à tresse ou mécanique) sont lubrifiées et refroidies par le liquide transporté.

Utilisation : à cause de la large gamme d'utilisation, de leur simplicité et de leur faible coût, les pompes centrifuges sont très utilisées dans l'industrie. Néanmoins, il existe des

Applications pour lesquelles elles ne conviennent pas tel que :

- ✓ le transport des liquides très visqueux: la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- ✓ Le transport des liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tels que le vin, le lait et la bière).
- ✓ utilisation comme pompe doseuse (le dosage nécessite une précision instantanée)

2) Caractéristiques d'une pompe centrifuge :

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

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

La Hmt permet le choix de la pompe pour une courbe de réseau imposée

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

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

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

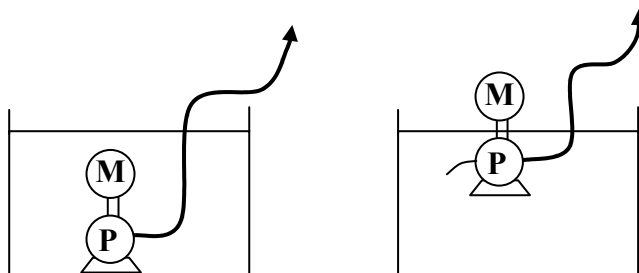
3) Problèmes d'installation et de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

Les problèmes d'installation et de fonctionnement d'une pompe centrifuge sont généralement à l'aspiration.

Dans les installations, on peut trouver les montages suivants :

✓ **Pompe immergée :**

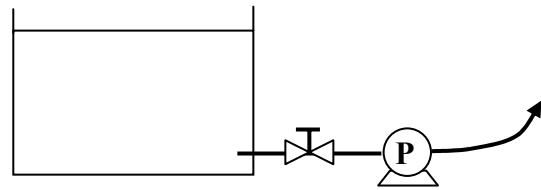
Dans ce cas, il n'y a pas de problème mécanique mais on rencontre le problème de corrosion et si le moteur est aussi immergé, on a le problème d'étanchéité.



✓ **Pompe en charge :**

Pompe au dessous du niveau du liquide.

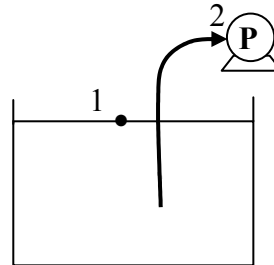
Ce circuit doit comprendre une vanne pour empêcher la vidange du réservoir lors de l'entretien de la pompe.



✓ **Pompe en dépression :**

Pompe au dessus du niveau du liquide.

Ce type de circuit nécessite un amorçage (chasser l'air qui se trouve dans la conduite d'aspiration) à la première mise en marche ou après un long temps d'arrêt.



Appliquons le théorème de Bernoulli entre (1) et (2) pour déterminer la hauteur maximale d'aspiration.

$$z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \Delta H_{1,2}$$

On a : $z_2 - z_1 = h_a$, $v_1 = 0$ et $p_1 = p_{atm}$

$$\Rightarrow h_a = \frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} - \left(\frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_a}{2g} + \Delta H_{asp} \right)$$

La hauteur d'aspiration est maximale lorsque $\left(\frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_a}{2g} + \Delta H_{asp} \right) \rightarrow 0$

$$\Rightarrow h_{\max} = \frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} ;$$

Exemple : pour l'eau on a ; $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ et on a $g \approx 10 \text{ m/s}^2$ et $p_{atm} = 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$

$$\Rightarrow h_{\max} = 10 \text{ m}$$

Pratiquement, lorsque la pression d'aspiration se rapproche de la pression du vide absolu $\left(\frac{p_2}{\rho \cdot g} \rightarrow 0 \right)$, il se produit un phénomène appelé CAVITATION.

a) 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.

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)

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 générés par la pompe
- chute des performances des pompes avec diminution importante de la hauteur manométrique totale, du débit et du rendement

Le phénomène de cavitation peut se produire avant que la pression à l'aspiration arrive à la pression de vapeur du liquide. Pour cela le fabricant des pompes propose une autre caractéristique appelée NPSH exprimée en mètre et qui est donnée aussi en fonction de débit.

NPSH : Net Positive Suction Head ; (charge nette à l'aspiration)

$(NPSH)_{requis}$: fournit par le fabricant

$$(NPSH)_{disp} = \frac{P_{entrée} - P_v}{\rho \cdot g}$$

Pour un bon fonctionnement d'une pompe à l'aspiration, il faut que :

$$(NPSH)_{disp} > (NPSH)_{requis}$$

Il est fondamental de remarquer que le circuit de refoulement n'intervient pas dans les problèmes de cavitation; une conséquence importante est qu'il ne faut jamais placer de vannes de réglage sur le circuit d'aspiration (elles sont susceptibles en fonction de la régulation de se fermer pratiquement ce qui crée une forte augmentation de la perte de charge sur l'aspiration) mais préférer dans le même but un positionnement sur le circuit de refoulement.

En conclusion, on peut dresser une liste de conseils à respecter, si le procédé le permet, pour éviter la cavitation:

préférer si possible les montages de pompes en charge.
éviter de transporter des liquides à des températures trop élevées.
éviter une alimentation à partir d'un réservoir sous pression réduite.
diminuer les pertes de charge du circuit d'aspiration.

Si ces conseils ne peuvent être appliqués en raison des exigences du procédé, il ne reste plus qu'à trouver une pompe dont les caractéristiques montrent des valeurs de N.P.S.H.req suffisamment faibles.

remarque 1: dans les calculs visant à rechercher la Hmt d'une pompe nécessaire on suppose toujours que la perte de charge est nulle dans la pompe ce qui est physiquement faux. En fait la valeur de la Hmt trouvée (comme la Hmt de la caractéristique donnée par le constructeur) prend en compte les pertes de charge à l'intérieur de la pompe qui sont ainsi déjà déduites d'une "Hmt théorique" supérieure qui existerait en l'absence de pertes de charge. La Hmt calculée est donc égale à la "Hmt théorique" moins la perte de charge à l'intérieur de la pompe, les deux termes de la différence étant impossible à connaître pour l'utilisateur.

remarque 2: le calcul de la condition de non cavitation peut être aussi utilisé pour rechercher la profondeur maximale $h_{\max}$ à laquelle une pompe peut aspirer un liquide d'un puits. Cela revient en effet à rechercher à quelle condition seulement le liquide est présent à l'aspiration sans bulle de gaz. La condition s'écrit aussi $P_{\text{asp}} > P^{\circ}(q)$. Si on néglige le risque de cavitation de la pompe, le terme cinétique et les pertes de charge, on peut déterminer $h_{\max}$:

Donc l'aspiration de l'eau par une pompe ne sera possible à 20 °C qu'à une profondeur maximale de 10,1 m et encore dans les conditions les plus favorables... Il est important de noter que cette profondeur ne dépend absolument pas de la qualité de la pompe car il s'agit d'une limite physique. Les solutions technologiques adoptées pour s'affranchir de cette limite sont d'utiliser des pompes étagées le long de la descente ou de placer une pompe immergée au fond du puits.

b) Coups de bélier :

C'est un choc hydraulique. Il est dû à une ouverture ou fermeture brutale d'une vanne (accélération ou décélération importante de l'écoulement du liquide). Il provoque des vibrations et il peut détériorer des composants du circuit.

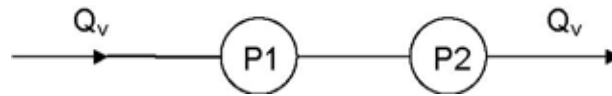
Lorsqu'un liquide circule dans une canalisation à une vitesse de quelques mètres par seconde (vitesse habituelle dans une canalisation), il se produit dans certaines circonstances le phénomène du coup de bélier. C'est le cas notamment de la fermeture brusque d'une vanne ou de l'arrêt d'une pompe. Ces événements peuvent correspondre à des manœuvres normales sur la canalisation ou à des incidents (panne d'une pompe, erreur de manipulation des vannes). L'interruption rapide d'un écoulement nécessite l'intervention de forces de pression très importantes. Des ondes mécaniques apparaissent dans les canalisations avec des phénomènes de réflexion sur les accidents de la canalisation. Les effets sont particulièrement néfastes pour les tuyaux qui ne peuvent supporter des variations de pressions trop importantes. Pour remédier aux coups de bélier, on peut utiliser des vannes à fermeture lente (on remédie à la cause du coup de bélier) ou des réservoirs antibéliers qui permettent une diminution de leurs effets. Ceux-ci communiquent avec un point de la canalisation et sont placés au-dessus d'elle. Ils sont constitués par une capacité remplie partiellement de liquide et dont la partie haute est sous pression d'air. Les variations de pression dans le tuyau sont donc amorties par les variations de volume de la partie remplie d'air.

4) Couplage des pompes :

Pour parvenir à obtenir certaines conditions de fonctionnement impossibles à réaliser avec une seule pompe, les utilisateurs associent parfois deux pompes dans des montages en série ou en parallèle.

On considère deux pompes P_1 et P_2 ayant des caractéristiques différentes.

a/ Couplage en série



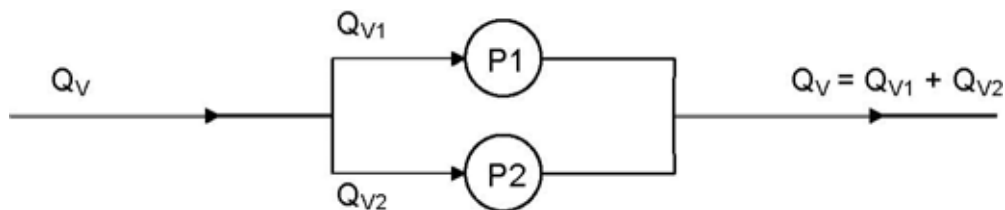
Les pompes P₁ et P₂ montées en série sont traversées par le même débit de liquide Q_v. A un débit donné, la hauteur manométrique totale de ce couplage Hmt_{série} est la somme des hauteurs manométriques totales Hmt₁ et Hmt₂ des deux pompes fonctionnant séparément à ce même débit:

$$Hmt_{série} = Hmt_1 + Hmt_2$$

Graphiquement, on trouve la caractéristique de la hauteur manométrique totale du montage en additionnant les caractéristiques de chaque pompe pour un même débit.

Le couplage en série permet d'augmenter fortement la hauteur manométrique totale: il convient donc bien pour un réseau présentant des pertes de charge importantes.

b/ Couplage en parallèle



Les pompes P₁ et P₂ montées en parallèle montrent la même hauteur manométrique totale Hmt.

Graphiquement, on trouve la caractéristique de la hauteur manométrique totale du montage en additionnant les débits des deux pompes pour une même hauteur manométrique totale.

En réalité ceci n'est pas tout à fait juste. Les deux pompes n'étant jamais totalement équivalentes, la somme des débits des pompes utilisées séparément pour une Hmt fixée est inférieure au débit total Q_v obtenu par couplage à cette même Hmt. Une des pompes a toujours tendance à "freiner" le liquide au refoulement de l'autre pompe; cette tendance peut aller jusqu'à entraîner la rotation de la pompe en sens contraire. Les pompes sont souvent équipées d'un clapet anti-retour sur la canalisation de refoulement pour éviter le retour de liquide au refoulement d'une des pompes.

Le couplage en parallèle permet d'augmenter le débit dans le réseau: il convient bien pour un réseau présentant des pertes de charge assez faibles.

Les pompes sont parfois montées en parallèle (by-pass) avec une seule des deux fonctionnant. En cas de panne ou pour une action de maintenance le montage permet alors de continuer à fonctionner en démarrant la deuxième pompe.

c/ Intérêt des couplages :

Le couplage de pompe n'est pas forcément avantageux pour le coût de fonctionnement de l'installation: autrement dit, une "grosse" pompe est souvent plus économique que l'association en série de deux "petites" pompes. Il faut donc examiner chaque cas particulier avant de trancher. Il faut de plus éviter la généralisation: on peut montrer parfois que pour un réseau présentant de fortes pertes de charge le couplage en série permet un débit plus important que celui en parallèle. Concernant les pompes centrifuges, l'utilisation de pompes centrifuges multicellulaires est préférée à l'utilisation en série de plusieurs pompes centrifuges.

5) Choix d'une canalisation et d'une pompe :

Le choix du diamètre et du matériau d'une canalisation doit être adapté au liquide ou à la suspension qui doit le parcourir. Un liquide corrosif ne pourra être véhiculé par une canalisation en acier ordinaire. On devra choisir le diamètre pour l'écoulement d'une suspension de telle manière que la vitesse d'écoulement ne soit pas inférieure à $0,3 - 0,6 \text{ m.s}^{-1}$ pour éviter le dépôt de particules. De même la vitesse ne pourra être supérieure à $4 - 5 \text{ m.s}^{-1}$ afin d'éviter une usure trop rapide de la conduite. Dans l'industrie, la vitesse des liquides dans les canalisations est pratiquement toujours comprise entre $0,5$ et 5 m.s^{-1} . Connaissant le débit qu'on souhaite utiliser, le choix de la vitesse d'écoulement et par suite du diamètre découle de la recherche d'un optimum économique. Un diamètre plus grand entraîne un investissement plus important mais se traduit par une perte de charge plus faible et donc des frais de fonctionnement plus bas. Le choix d'une pompe va résulter en premier lieu d'une analyse des éléments du circuit (différence d'altitude, pressions des réservoirs, nature et température du liquide, présence d'accidents, matériau et caractéristiques géométriques de la canalisation). Cette analyse va permettre de déterminer la hauteur manométrique totale nécessaire pour le débit souhaité ainsi que le N.P.S.H. disp. L'utilisation des caractéristiques des pompes fournies par le constructeur intervient alors pour choisir une pompe remplissant toutes les exigences.

6) Analogie électrique : Entre deux points d'un circuit électrique ou hydraulique on peut faire l'analogie entre une différence de potentiel et une différence de pression. Le débit de liquide a son équivalent avec l'intensité qui est un débit de charges électriques. La détermination du point de fonctionnement à l'aide des caractéristiques de la pompe et du réseau a son équivalent en électricité. Si on considère un générateur (producteur d'énergie) avec une résistance interne, sa caractéristique tension - intensité est l'équivalent de celle de la pompe en fonction du débit. La caractéristique d'une résistance électrique (la résistance provoque une perte d'énergie) est l'équivalent de la caractéristique du réseau avec les pertes de charge. Le point de fonctionnement du circuit électrique est l'intersection des caractéristiques du générateur et de la résistance.

APPLICATION :

Dans une station d'irrigation agricole, l'eau extraite d'un puits doit arriver à une altitude de 45 mètres à un débit de 3.5 litres/seconde. Une pompe centrifuge doit être installée pour obtenir un tel débit. D'ailleurs les pertes de charges sont estimées 10 %, $\rho_{\text{eau}}=1000 \text{ kg/m}^3$ et $g=9.8 \text{ m/s}^2$.

- 1- Déterminer le débit horaire en m^3 .
- 2- Déterminer HMT en mCE et déduire la pression différentielle de la pompe en bars.
- 3- Calculer l'énergie fournie par la pompe au fluide par unité de masse.
- 4- Calculer cette énergie durant 24 heures en kWh.
- 5- La pompe a un rendement « η » de 55%, déterminer ainsi la puissance mécanique du moteur à adopter en kW.

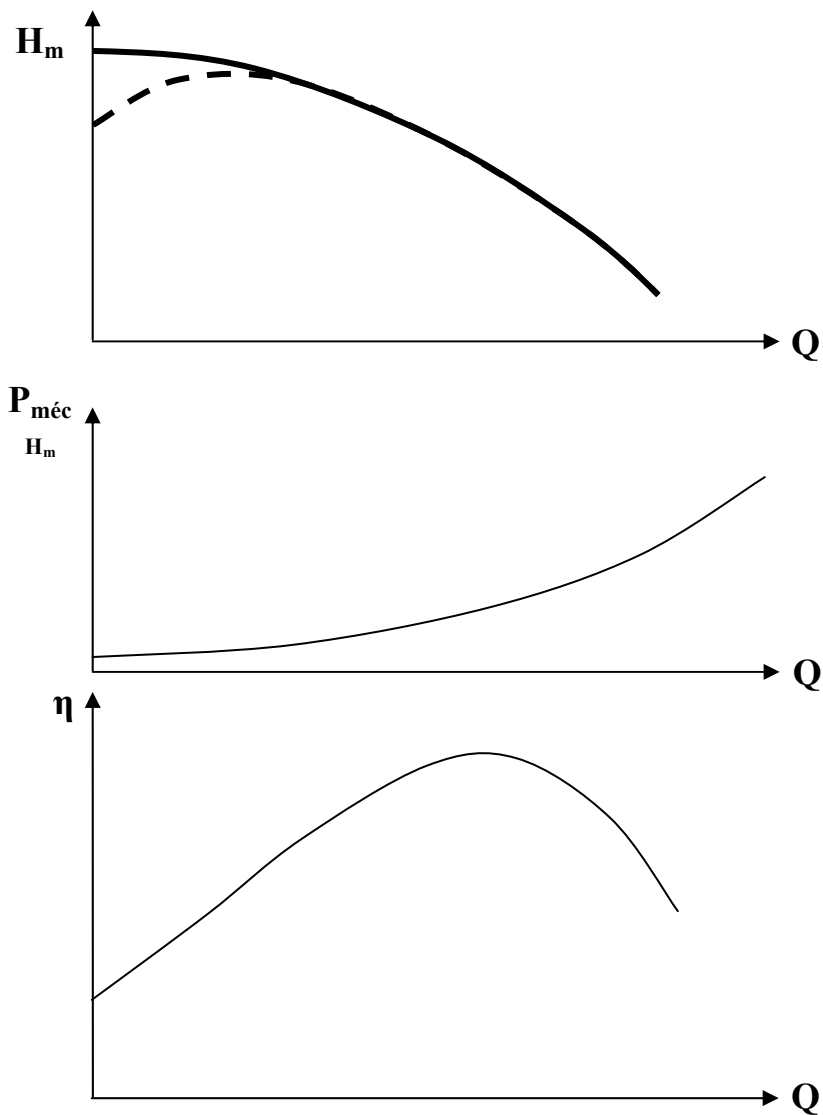
REPONSES :

- 1- $q_v = \frac{3,5 \times 3600}{1000} = 12,6 \text{ m}^3 / \text{h}$
 $\Delta H_{\text{pompe}} = \Delta \text{ altitude} \times 1,10 = 45 \times 1,1 = 49,5 \text{ m}$
- 2- $\Delta p_{\text{pompe}} = \rho \cdot g \cdot \Delta H_{\text{pompe}} = (1000 \times 9,8 \times 49,5) \cdot 10^{-5}$
 $\Delta p_{\text{pompe}} = 4,85 \text{ bars}$
- 3- $W = g \cdot \Delta H_{\text{pompe}} = 9,8 \times 49,5 = 485,1 \text{ J / kg}$
 $1 \text{ kWh} = 1000 \text{ Wh} = 3600 \text{ 000 J}$
 $W_{[\text{kWh}]} = (W_{[\text{J/kg}]} \times \underbrace{\rho \cdot q_v}_{q_m} \times T) \div 3,6 \cdot 10^6$
- 4- $= (485,1 \times 1000 \times 12,6 \times 24) \div 3,6 \cdot 10^6$
 $= 40,74 \text{ kWh}$
 $p_m = \frac{\rho \cdot g \cdot HMT \times q_v}{h} = \frac{1000 \times 9,8 \times 49,5 \times 3,5 \cdot 10^{-3}}{0,55}$
 $p_m = 3,773 \text{ kW soit } \square 3,8 \text{ kW.}$

7) Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge :

Les caractéristiques d'une pompe centrifuge sont présentées pour une vitesse de rotation constante et en fonction du débit Q (en m^3/h ou l/s) et qui sont :

- ✓ Hauteur manométrique H_m en m
- ✓ Puissance absorbée en kw
- ✓ Rendement η en %



Le rendement est de l'ordre de 60 à 70 %: il est inférieur à celui des pompes volumétriques.

Les pompes centrifuges vérifient les lois de similitude qui, à partir d'une courbe caractéristique établie pour une vitesse de rotation N de la pompe, permettent d'obtenir les caractéristiques pour une vitesse de rotation N' quelconque.

Soient, pour une vitesse N , on a le débit Q , la hauteur manométrique H_m , la puissance absorbée $P_{méc}$ et le rendement η et pour une la vitesse N' , on a le débit Q' , la hauteur manométrique H_m , la puissance absorbée $P'_{méc}$ et le rendement ρ' ;

$$\frac{\eta'}{\eta} = \left(\frac{N'}{N} \right)^0 \Rightarrow \eta' = \eta$$

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{N'}{N}$$

$$\frac{H_m'}{H_m} = \left(\frac{N'}{N} \right)^2$$

$$\frac{P'_{méc}}{P_{méc}} = \left(\frac{N'}{N} \right)^3$$

8) Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

Pour un circuit donné, la hauteur manométrique est : $H_m = H_G + \Delta H$

Avec ΔH ; la somme des pertes de charge régulières et singulières dans le circuit (aspiration et

refoulement):
$$\Delta H = \left[\left(\lambda \frac{L}{D} + k \right) \cdot \frac{v^2}{2g} \right]_{asp} + \left[\left(\lambda \frac{L}{D} + k \right) \cdot \frac{v^2}{2g} \right]_{ref}$$

$$\Delta H = \left(\lambda_a \frac{L_a}{D_a} + k_a \right) \cdot \frac{v_a^2}{2g} + \left(\lambda_r \frac{L_r}{D_r} + k_r \right) \cdot \frac{v_r^2}{2g}$$

Or : $Q = v_a \cdot S_a = v_r \cdot S_r$ et $S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$

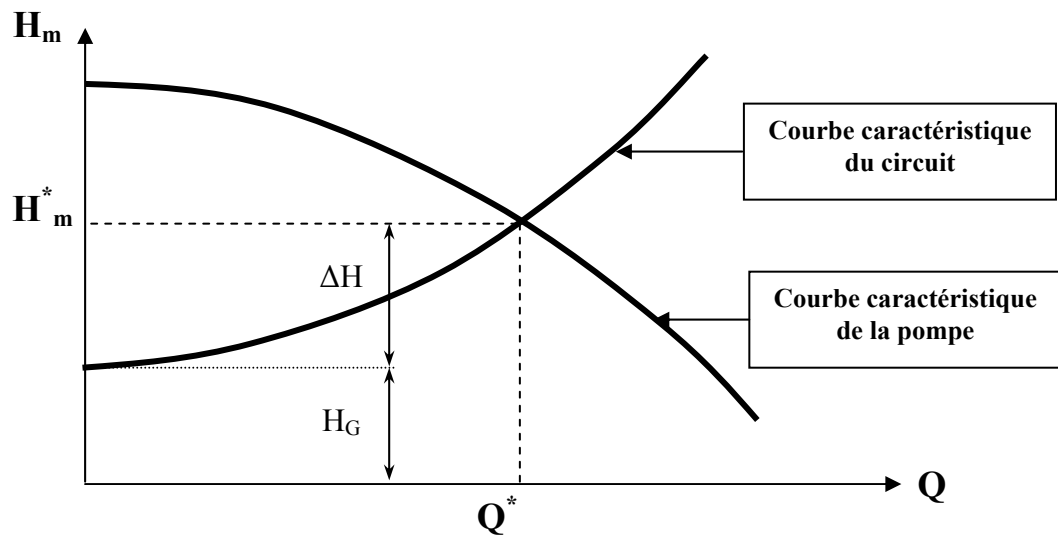
Donc :
$$\Delta H = \frac{8}{\pi^2 \cdot g} \left[\left(\lambda_a \frac{L_a}{D_a} + k_a \right) \cdot \frac{1}{D_a^4} + \left(\lambda_r \frac{L_r}{D_r} + k_r \right) \cdot \frac{1}{D_r^4} \right] \cdot Q^2$$

On pose :
$$A = \frac{8}{\pi^2 \cdot g} \left[\left(\lambda_a \frac{L_a}{D_a} + k_a \right) \cdot \frac{1}{D_a^4} + \left(\lambda_r \frac{L_r}{D_r} + k_r \right) \cdot \frac{1}{D_r^4} \right]$$

Donc $H_m = H_G + A \cdot Q^2$ avec A est une constante pour un circuit donné (caractéristique d'un circuit).

Le point de fonctionnement est l'intersection de la courbe caractéristique du circuit

$H_m = H_G + A \cdot Q^2$ avec la courbe caractéristique de la pompe $H_m = f(Q)$



Si le débit souhaité est inférieur à celui qui est déterminé, on doit choisir un diamètre de conduite plus grand pour diminuer les pertes de charge ou une pompe plus puissante.

Si le débit souhaité est supérieur à celui qui est déterminé, on peut choisir un diamètre de conduite plus petit ou une pompe moins puissante ou bien on utilise une vanne de réglage de débit (augmenter les pertes de charge dans le circuit).

Une fois on a déterminé le débit de fonctionnement, les autres caractéristiques seront déduites par projection.

Le point de fonctionnement doit être au voisinage et à droite du rendement maximale. Dans ce cas on peut améliorer le rendement en agissant sur la vanne de réglage du débit.

