

3- ENVIRONNEMENT ET FONCTIONNEMENT DES TURBOPOMPES

3-1- Représentation des caractéristiques des turbopompes et point de fonctionnement

3-1-1- Introduction

A vitesse de rotation constante, le fonctionnement d'une turbopompe est entièrement défini par la connaissance de deux courbes caractéristiques, usuellement la hauteur $H = f(Q)$ [ou la caractéristique énergétique $E = f(Q)$ ou la pression $P = f(Q)$] et la caractéristique de rendement $\eta = f(Q)$.

3-1-2- Rappel des grandeurs fondamentales

Il ne serait pas inutile de rappeler ces notions de base vues en mécanique des fluides dont il faut tenir compte dans tout problème de pompage.

- ◆ La nature du fluide à déplacer.
- ◆ Sa température : Qu'il soit chaud ou froid, ceci influencera la viscosité et conditionnera le choix des matériaux dans la construction de la pompe.
- ◆ Sa densité ou son poids spécifique qui va conditionner entre autres la puissance mise en jeu, et par voie de conséquence le coût de l'exploitation.
- ◆ Sa viscosité : un liquide "épais" a par exemple du mal à s'écouler, on dit qu'il est visqueux mais cette donnée peut varier en fonction de certains paramètres.
- ◆ Le débit qui représente la quantité de liquide (en volume ou en poids) pompée en un temps donné (m^3/h , l/min , ou l/s).
- ◆ La hauteur d'élévation du liquide (puisque pompage sous-entend que l'on élève un liquide d'un niveau inférieur à un niveau supérieur) qui se compose de :
 - * La hauteur géométrique d'aspiration **ha** qui représente la différence de niveau verticale entre le plan d'eau à l'aspiration et l'axe de la pompe (dépend du lieu, de l'altitude et de la pression barométrique) ;
 - * La hauteur géométrique de refoulement **hr** qui est la différence de niveau verticale entre l'axe de la pompe et le plan supérieur où le liquide doit être refoulé ;
 - * Les pertes de charge qui sont les pertes d'énergie dues :
 - A la longueur des tuyauteries (frottement du liquide le long des parois des tuyauteries) appelées aussi pertes de charge régulières, linéaires ou systématiques ;
 - Aux singularités (coudes, tés, vannes, changements brusques de sections ou de direction, etc.) appelées aussi pertes de charge singulières.

La somme de ces trois valeurs s'appelle Hauteur Manométrique Totale ou HMT et s'exprime généralement en mètres de colonne de liquide.

- ◆ La puissance : une fois définie, elle conditionnera la quantité d'énergie (électrique, essence, fuel, etc.) consommée.
- ◆ La vitesse ou fréquence de rotation N (tr/min) du moteur d'entraînement (moteur électrique ou thermique) et son sens de rotation.
- ◆ La tension de vapeur : chaque liquide émet des vapeurs en quantité variable, et ce en fonction de la température ambiante. C'est ce qu'on appelle la tension de vapeur. Remarquons que lorsque la tension de vapeur équilibre la pression atmosphérique (760 mm de mercure au niveau de la mer), le liquide se met à bouillir. On en déduit que l'eau bouillante (donc $100^\circ C$) a une tension de vapeur de 760 mm de mercure.

3-1-3- Représentation graphique des caractéristiques d'une pompe

Toute pompe centrifuge donne, pour une vitesse de rotation précise, un certain débit à une certaine hauteur, mais si l'une de ces valeurs varie, l'autre va varier également. Si le débit augmente, la hauteur (ou la pression) diminue et inversement.

Le seul moyen de savoir par exemple, quel débit sera obtenu en regard d'une hauteur de x mètres, est de consulter la courbe caractéristique de ce type de pompe c'est-à-dire l'illustration graphique de ses possibilités.

Cette courbe caractéristique appelée aussi courbe débits - hauteurs (Q/H) est représentée à la **figure 1**.

Le graphique montre que cette pompe va donner 5 m³/h à 40 m ; ou bien 7 m³/h à 30 m ou encore 9 m³/h à 15 m.

Le point maximal sur l'échelle verticale, soit 50 m, correspond au débit nul. C'est la hauteur maximale que va engendrer cette pompe lorsque sa vanne de refoulement sera fermée. Il s'agit alors du point dit "à vanne fermée".

On complète la courbe $H = f(Q)$ [ou $E = f(Q)$] par celle de la puissance absorbée, laquelle varie proportionnellement avec le débit. Or, le calcul d'une puissance absorbée, fait intervenir le rendement.

En procédant donc par ordre, au graphique précédent (Q/H), on ajoute la courbe du rendement (que seul le constructeur peut déterminer aux essais). Il s'agit d'une courbe en forme de dôme, croissant régulièrement depuis le point zéro, atteignant une zone maximale puis décroissant jusqu'au point de débit maximum (**figure 2**).

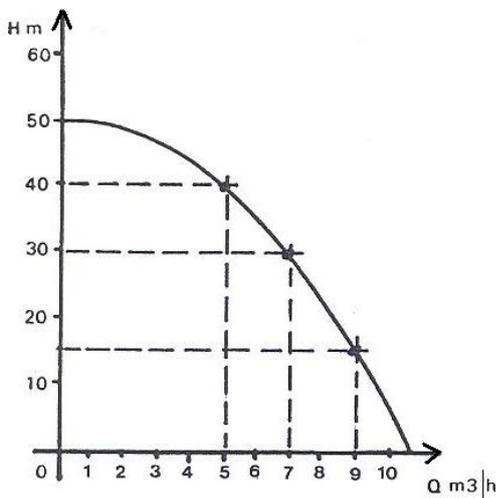


Figure 1 : $H = f(Q)$.

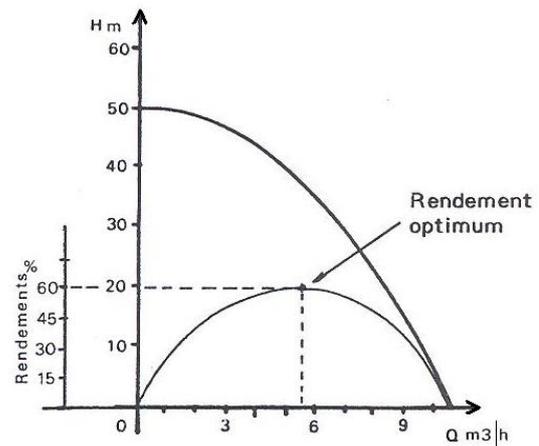


Figure 2 : $H = f(Q)$ et $\eta = f(Q)$.

Rappelons que la puissance nette fournie par la pompe au fluide est :

$$P_h = \rho g H \cdot Q_v \quad \text{et} \quad \eta = \frac{P_h}{P_{abs}} \Rightarrow P_{abs} = \frac{P_h}{\eta}$$

Avec : $\rho_{eau} = 10^3 \text{ kg/m}^3$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

et si Q_v est exprimé en m^3/h on a : $P_{\text{abs}} = \frac{10^3 \cdot 9,81 \cdot Q_v \cdot H}{3600 \cdot \eta}$

Si l'on exprime P_{abs} en kw, la relation devient :

$$P_{\text{abs}} = \frac{10^3 \cdot 9,81 \cdot Q_v \cdot 10^{-3} \cdot H}{3600 \cdot \eta} = \frac{Q_v \cdot H}{367 \cdot \eta}$$

On calcule à l'aide de cette relation, pour 3 ou 4 points de débit, les valeurs de puissance absorbée correspondantes et on trace une 3^e courbe (**figure 3**).

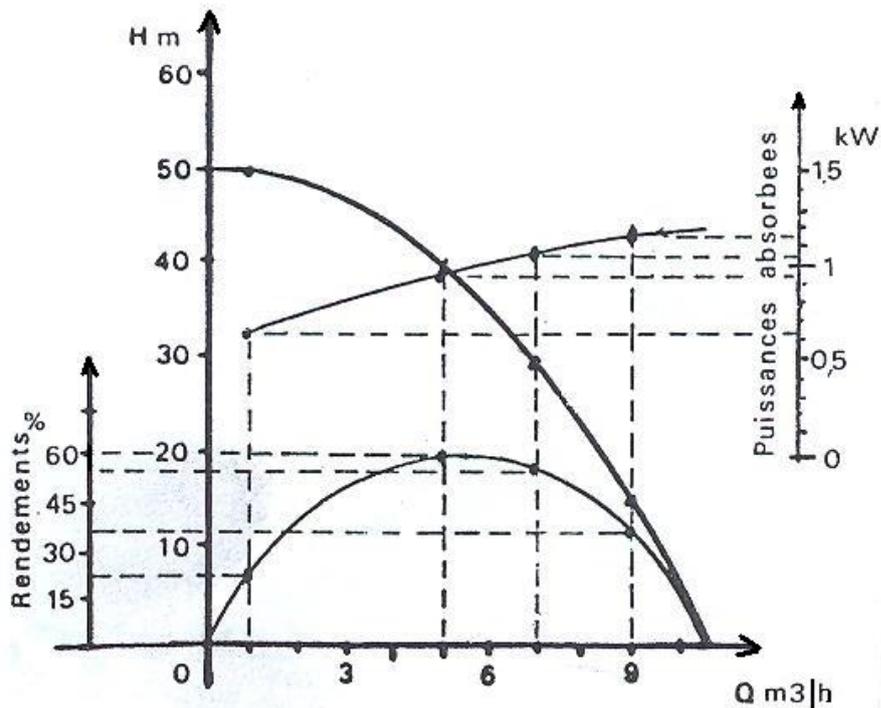


Figure 3 : Caractéristiques complètes de fonctionnement.

Remarquons que la puissance absorbée augmente avec le débit, que le rendement maximum correspondant au débit de $5 \text{ m}^3/\text{h}$. Ce qui signifie que si le point d'utilisation cherché se situe vers le débit de $9 \text{ m}^3/\text{h}$, le rendement sera faible et la puissance absorbée importante. La règle générale dans ce cas, est de choisir une pompe d'un calibre immédiatement supérieur et dont le point de fonctionnement se rapprochera le plus de la zone maximale de rendement. On dit alors que la pompe travaille à son rendement optimum.

Il est à noter que ces différentes courbes établies ont été calculées pour une vitesse de rotation bien déterminée. En règle générale, le constructeur dispose pour chaque modèle de pompe de graphiques avec courbes multiples lui permettant de connaître immédiatement : débits, hauteurs, rendements et puissances absorbées à différentes vitesses. A titre d'exemple, la **figure 4** montre l'influence de la vitesse de rotation sur les performances d'une pompe centrifuge.

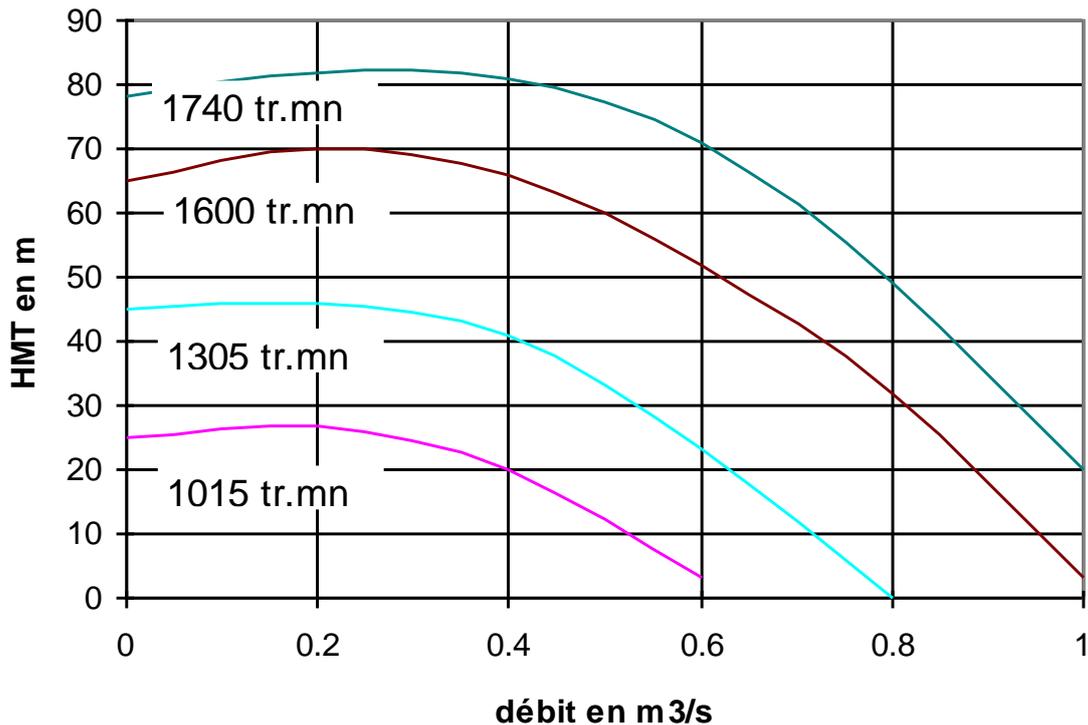


Figure 4 : influence de la vitesse de rotation sur les performances d'une pompe centrifuge.

3-1-4- Détermination du point de fonctionnement

Lorsque l'on a vérifié sur une courbe, qu'à telle vitesse un type de pompe semble pouvoir réaliser les caractéristiques demandées, il reste à définir sur quel point de sa courbe, la pompe va fonctionner. Pour cela, c'est la hauteur manométrique totale d'élévation qui est prédominante puisque c'est cette hauteur que la pompe doit vaincre afin de pouvoir refouler dans le réservoir ou dans le circuit prévu.

Il s'agira donc, de calculer d'abord la HmT avec le maximum de précision, puis une fois établie, cette valeur va sur la courbe permettre de connaître le débit. On voit ainsi, que c'est la hauteur qui conditionne le débit et non le contraire.

La pompe choisie risque donc, en fonction d'une évaluation approximative de la HmT, de débiter un petit peu plus ou un petit peu moins que prévu.

Il faut donc dans ces conditions porter un soin tout particulier au calcul et à la détermination de la HmT.

3-1-4-1- Ajustement des caractéristiques

Supposons que le point de fonctionnement de la pompe demandé se situe en **A** (**figure 5a**). Ou bien le fonctionnement se fait sur la courbe au point **B** (débit demandé obtenu mais hauteur supérieure) ou bien au point **C** (hauteur correcte cette fois, mais avec un débit plus important).

Or, dans une installation, c'est la hauteur qui conditionne le débit, donc si la hauteur correspond au point **A**, il n'est pas possible de fonctionner au point **B** (à moins de créer artificiellement une perte de charge supplémentaire correspondante à la hauteur **AB**), on va donc en l'absence de tout organe de réglage manuel (une vanne par exemple) fonctionner en

C, c'est-à-dire avec un plus grand débit. Mais si on augmente le débit, on augmente du même coup la puissance absorbée et les pertes de charge. Et la solution la plus simple au problème consiste à modifier la courbe de la pompe, à l'abaisser en quelque sorte pour la faire passer par le point A (figure 5b).

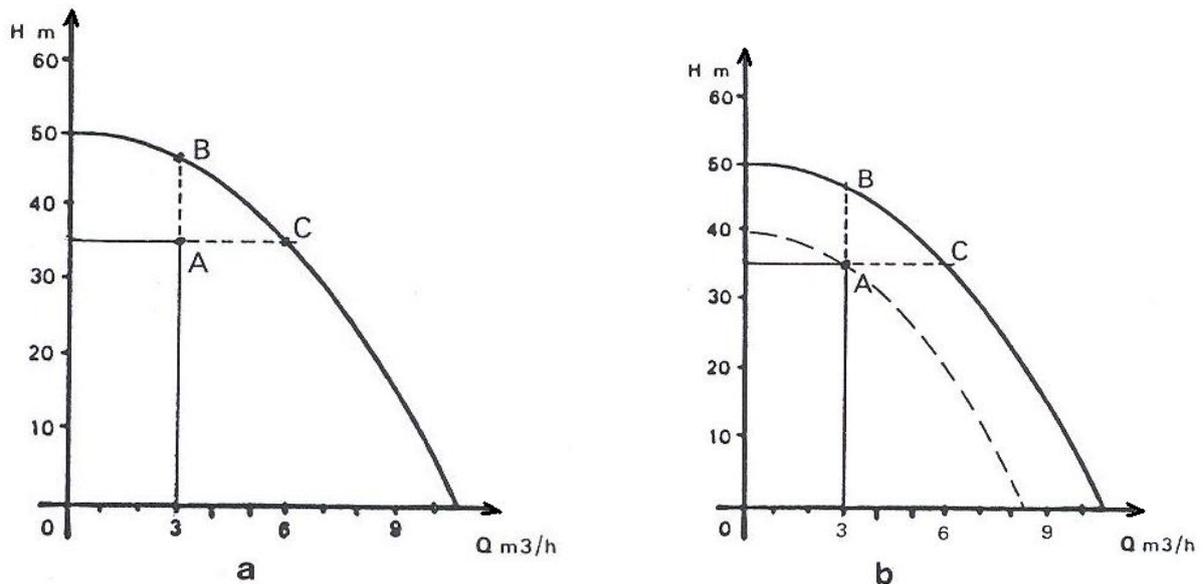


Figure 5 : Ajustement des caractéristiques.

Pour ce faire deux solutions sont envisageables, diminuer :

- La vitesse de rotation de la pompe ;
- Le diamètre de la roue afin d'obtenir des caractéristiques moindres. C'est ce que l'on appelle "couper les aubages d'une roue" ou plus simplement "couper une roue" (figure 6).

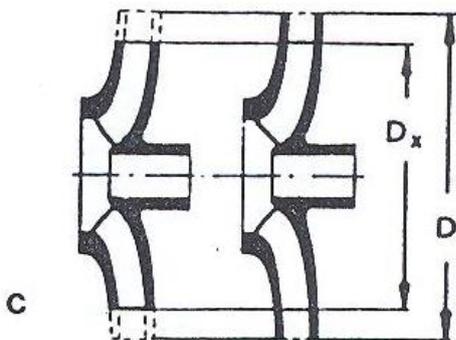


Figure 6 : Rognage d'une roue.

La détermination du diamètre convenable se fait de différentes manières, chaque spécialiste ayant adopté celle lui paraissant la mieux adaptée, l'important étant d'arriver au chiffre précis, lequel, après vérification, confirmera que la nouvelle courbe passera bien par le point imposé (figure 5b).

Le rognage de roue consiste à réduire le diamètre extérieur de la roue sans modifier le corps de pompe. Cette pratique permet d'abaisser la caractéristique de la pompe afin de l'adapter au mieux à des conditions de charge et de débits précis. Les aubes doivent être affûtées de nouveau pour retrouver un profil de bord de fuite adéquat.

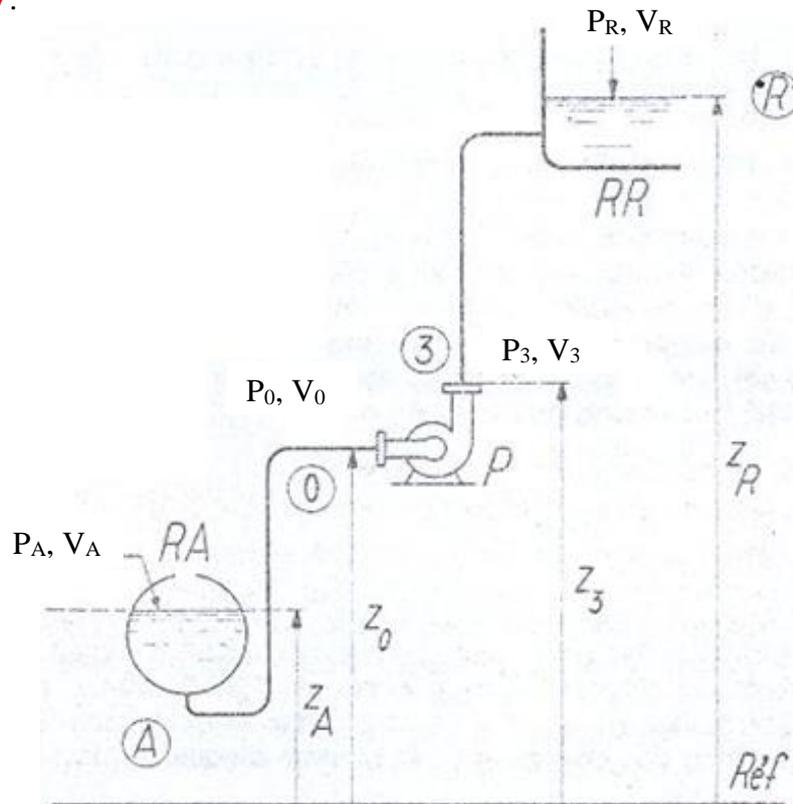
Les théories de la similitude donnent la variation du débit et de la hauteur manométrique pour une vitesse de rotation constante comme suit :

$$\frac{Q}{Q_0} = \left(\frac{D}{D_0}\right)^3 \qquad \frac{H}{H_0} = \left(\frac{D}{D_0}\right)^2$$

L'erreur commise est faible tant le rognage ne dépasse pas 15% du diamètre initial.

3-1-4-2- Représentation graphique des caractéristiques d'une installation

Considérons une pompe fonctionnant en régime permanent sur un circuit déterminé représenté sur la **figure 7**.



- P** : Pompe
RA : Réservoir d'Aspiration
RR : Réservoir de Refoulement
Réf : Niveau de Référence

Figure 7 : Fonctionnement d'une pompe dans un circuit.

Ecrivons la formule de Bernoulli pour les circuits d'aspiration [A - 0] et de refoulement [3 - R], on obtient :

[A - 0] :

$$\frac{V_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\rho g} + Z_A = \frac{V_0^2}{2g} + \frac{P_0}{\rho g} + Z_0 + \Delta H_A^0$$

[3 - R] :

$$\frac{V_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\rho g} + Z_3 = \frac{V_R^2}{2g} + \frac{P_R}{\rho g} + Z_R + \Delta H_3^R$$

Additionnons ces 2 relations et classons les termes relatifs à la pompe et au circuit dans des membres différents :

$$\left[\left(\frac{P_3 - P_0}{\rho g} \right) \right] + \left[\left(\frac{V_3^2 - V_0^2}{2g} \right) \right] + (Z_3 - Z_0) = \left[\left(\frac{P_R - P_A}{\rho g} \right) \right] + \left[\left(\frac{V_R^2 - V_A^2}{2g} \right) \right] + (Z_R - Z_A) + \Delta H_A^R$$

- Le 1^{er} membre de l'égalité correspond à la hauteur nette H_n de la pompe ;
- Le 2nd membre correspond à la hauteur résistante H_R caractérisant le circuit.

◆◆ Hauteur résistante d'un circuit

La hauteur résistante du circuit est :

$$H_R = \left[\left(\frac{P_R - P_A}{\rho g} \right) \right] + \left[\left(\frac{V_R^2 - V_A^2}{2g} \right) \right] + (Z_R - Z_A) + \Delta H_A^R$$

On constate qu'en général H_R se compose :

- D'une partie statique : $\left[\left(\frac{P_R - P_A}{\rho g} \right) \right] + (Z_R - Z_A)$ indépendante du débit ;
- Et d'une partie dynamique : $\left[\left(\frac{V_R^2 - V_A^2}{2g} \right) \right] + \Delta H_A^R$ qui est une fonction de Q^2 .

La hauteur résistante d'un circuit c'est-à-dire la courbe $H_R = f(Q)$, a donc une allure parabolique.

◆◆ Point de fonctionnement

Pour déterminer le point de fonctionnement d'une pompe, on considère les caractéristiques de la pompe et du circuit :

- La pompe, de caractéristique $H_n = f(Q)$, fournie par le constructeur ou obtenue expérimentalement par l'utilisateur ;
- L'installation, de caractéristique $H_r = f(Q)$, déterminée par le calcul ; H_r représente la charge qu'il faut vaincre pour faire circuler le fluide dans l'installation.

Le débit étant le même dans l'installation et la pompe, le point de fonctionnement se situe donc à l'intersection des deux caractéristiques.

Donc, si on trace sur le même graphique, la courbe de la hauteur utile $H_n = f(Q)$ de la pompe et celle de la hauteur résistante $H_R = f(Q)$ du circuit, le point de fonctionnement de cette pompe dans ce circuit s'établit de façon à réaliser l'égalité entre la hauteur utile de la pompe et la hauteur résistante du circuit soit $H_n = H_R$.

Le point de fonctionnement de la pompe dans l'installation considérée est donc le point d'intersection des deux courbes (**figures 8**).

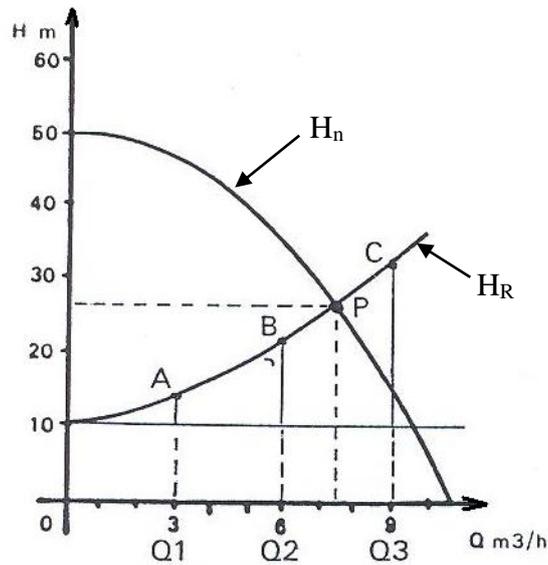


Figure 8 : Hauteurs et point de fonctionnement.

3-2- Circuits de pompage

3-2-1- Conduite et installation

3-2-1-1- Disposition générale

L'installation de pompage la plus simple et la plus classique se compose (**figure 9**) :

- d'un puits ou d'une réserve quelconque, (source) ;
- d'une pompe placée à l'intérieur, à la sortie ou à proximité du puits ;
- d'un réservoir ou une citerne de stockage situé à une certaine distance et surélevé ou pas par rapport au sol ;
- d'un ensemble de tuyauteries assurant la distribution de cette eau là où l'on a besoin.

3-2-1-2- Généralités sur les tuyauteries

De façon générale, une conduite est caractérisée par :

- La matière dans laquelle elle est construite (fonte, acier étiré sans soudure, plastique, cuivre ou laiton) ;
- Son diamètre ;
- Sa longueur et sa rugosité.

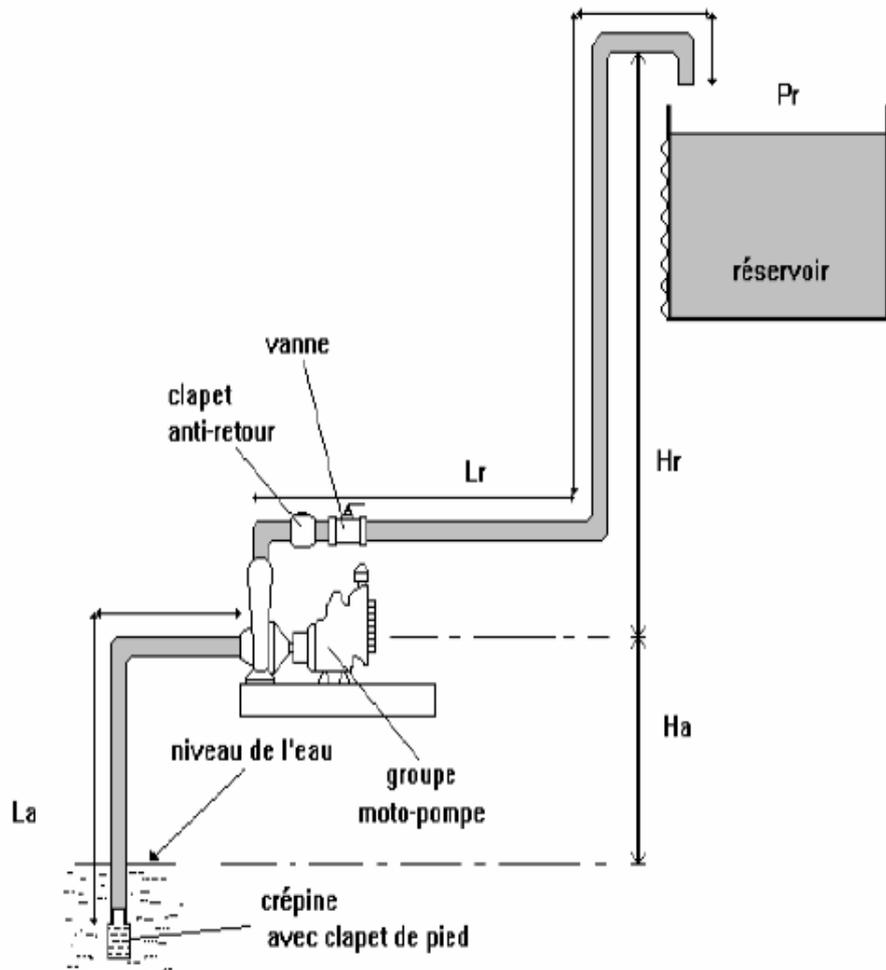


Figure 9 : Groupe motopompe avec réservoir surélevé.

3-2-1-3- Qu'est-ce qu'une installation ?

C'est le groupement dans un endroit, le mieux adapté aux conditions locales, des différents appareils de commande, de contrôle, de protection, nécessaires au bon fonctionnement d'une station de pompage.

L'installation classique du type domestique a été décrite (figure 9), mais les conditions idéales (manque d'eau, d'énergie, etc., à une certaine période) ne se trouvent pas toujours réunies. Ceci nous amène à dire qu'il n'y a pas d'installation "type", car chaque maison, chaque usine présentera son propre problème, ses propres difficultés.

Puisqu'on parle des tuyauteries et de l'installation dans ce chapitre, il semble nécessaire de préciser ce que l'on entend par pompe en charge et pompe en aspiration.

Sur la figure 10, il n'y a pas de puits, mais une citerne posée sur le sol. L'eau arrive dans la pompe par son propre poids. Il n'y a pas de hauteur d'aspiration, la pompe travaille en charge.

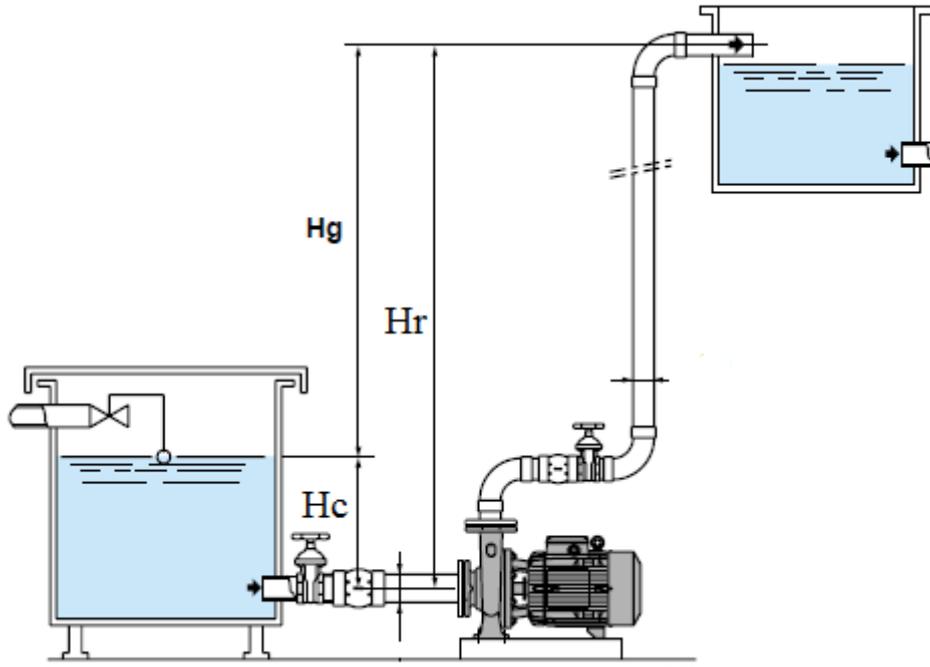


Figure 10 : Groupe électro - pompe monté en charge.

La **figure 11** montre le montage d'un groupe électropompe en aspiration.

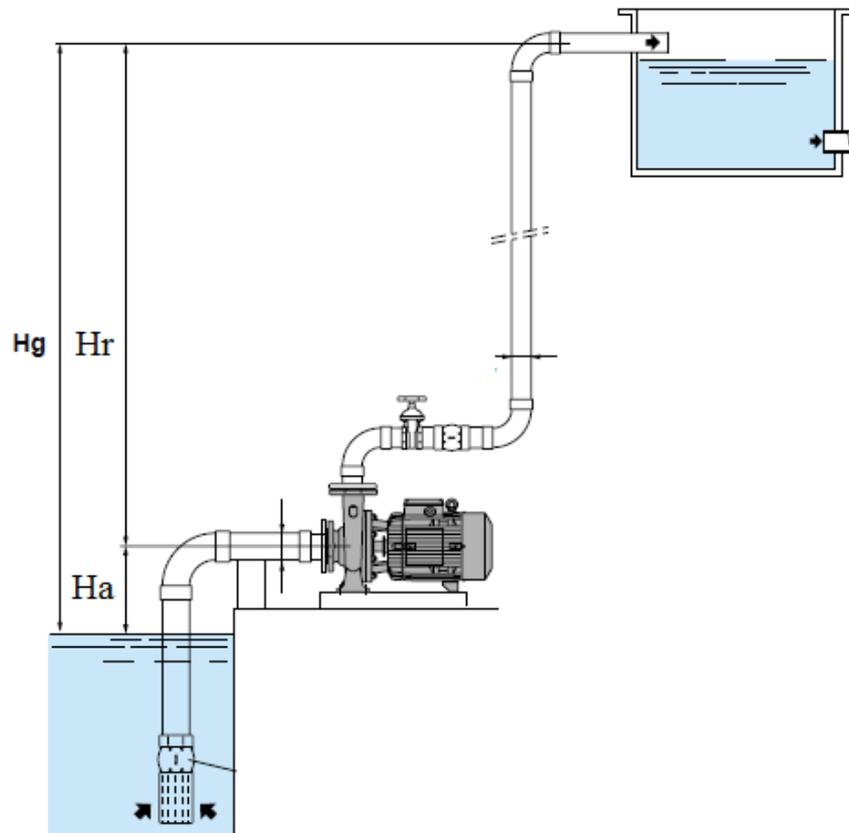


Figure 11 : Groupe électropompe monté en aspiration.

Quelques 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 (H_{ga})**, 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 (H_{gc})**, 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)**, l'équivalent en hauteur d'eau de l'énergie fournie par la pompe au liquide.

Si ΔH représente l'ensemble des pertes de charges dans le liquide on a :

$$HMT = H_r + H_a + \Delta H$$

$$HMT = H_r - H_c + \Delta H$$

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

3-2-2- Groupement des pompes

En général, on peut brancher des pompes soit en série, pour accroître la pression, soit en parallèle pour obtenir un plus fort débit.

3-2-2-1 - Montage des pompes en série

Pour les circuits à résistance élevée et débits modérés, on peut utiliser des groupements de pompes en série. Le fonctionnement du système ne dépendra pas de la position respective de chaque pompe ; il est en effet indifférent que les machines soient placées à la suite l'une de l'autre ou intercalées en différents points du circuit, comme dans le cas d'un oléoduc par exemple.

Dans les groupements des pompes en série, toutes les machines sont traversées par le même débit et chacune d'elles contribue pour sa part à la création d'énergie utile (**figures 12a, b et c**).

Si l'indice i désigne une pompe quelconque, on peut écrire pour le groupement de n pompes en série :

$$Q = Q_i \quad \text{et} \quad E = \sum_i^n E_i \quad \text{ou} \quad H = \sum_i^n H_i$$

La caractéristique de l'ensemble est obtenue donc en additionnant l'énergie massique utile (ou la hauteur) fournie par chaque pompe pour un même débit.

Si les pompes sont identiques (cas des pompes multicellulaires), il n'y a aucune difficulté. Pour connaître donc le comportement d'un circuit, on raisonne sur la caractéristique du groupement comme si celle-ci correspondait à un organe unique.

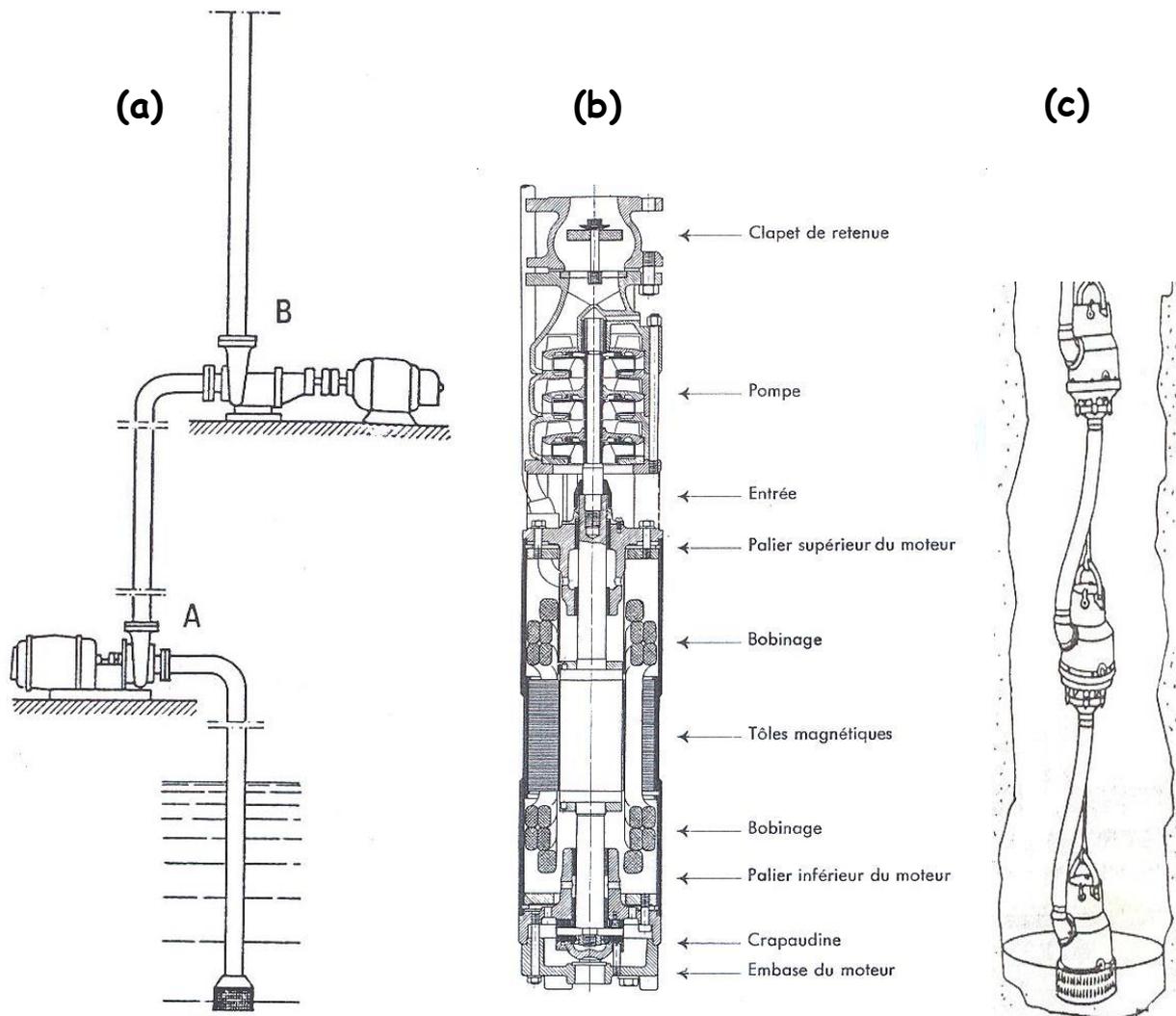


Figure 12 : Pompes montées en série.

La **figure 13a** montre la caractéristique du groupement en série de deux pompes identiques. Pour un circuit de hauteur résistante H_r , le groupement fonctionnera au point **A**, chaque pompe fonctionnant en outre au point **B**. On remarquera que pour ce circuit, une pompe seule aurait été incapable de débiter, d'où l'utilité de la mise en série.

Lorsqu'on prévoit de mettre en série des pompes différentes, il faut tenir compte des fonctionnements possibles dans la zone des énergies massiques (ou hauteurs) négatives pour obtenir la caractéristique complète du groupement.

La **figure 13b** montre la mise en série de deux pompes différentes.

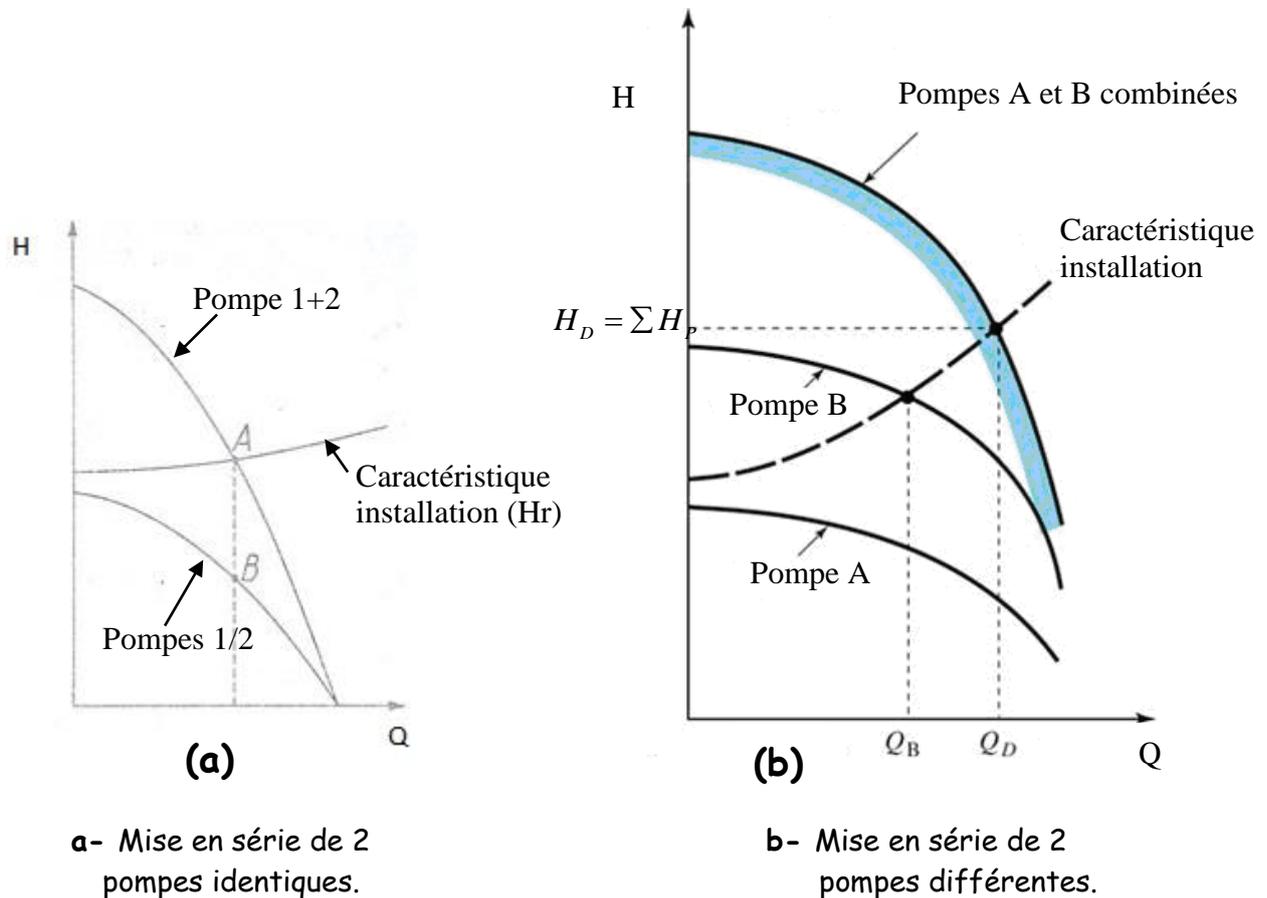


Figure 13 : Courbes de mise en série de deux pompes.

3-2-2-2- Montage des pompes en parallèle

L'utilisation des pompes couplées en parallèle se justifie dans les applications à coefficient de vitesse spécifique Ω_s élevé et à faible énergie massique disponible à l'aspiration ; on rencontre aussi ce type de couplage dans les stations de pompage à forte variation de la demande en débit, ce dernier étant alors notamment réglé par le nombre de pompe en fonctionnement (**figures 14a** et **b**).

Lorsque deux ou plusieurs pompes fonctionnent en parallèle sur un même circuit, il faut, à hauteur ou énergie massique constante, additionner les débits.

Si i désigne une pompe quelconque, on peut écrire pour le groupement de n pompes en parallèle :

$$Q = \sum_1^n Q_i \text{ et } E = E_i \text{ ou } H = H_i$$

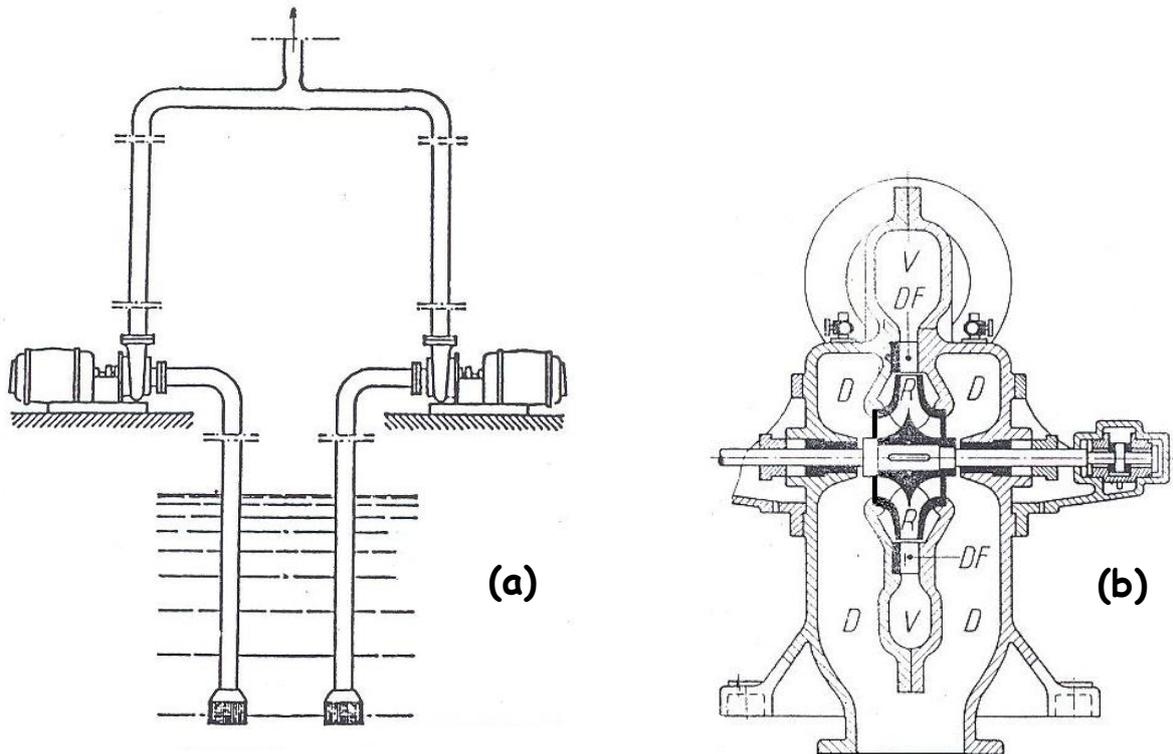


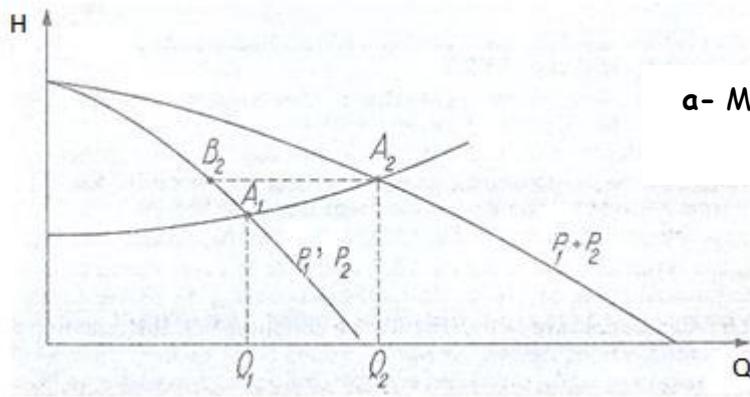
Figure 14 : Pompes montées en parallèle.

La **figure 15a** montre l'exemple de deux pompes identiques fonctionnant en parallèle sur un circuit de hauteur résistante H_r . C'est le cas des pompes à 2 Ouïes pour lesquelles on s'arrange pour avoir toujours une courbe descendante.

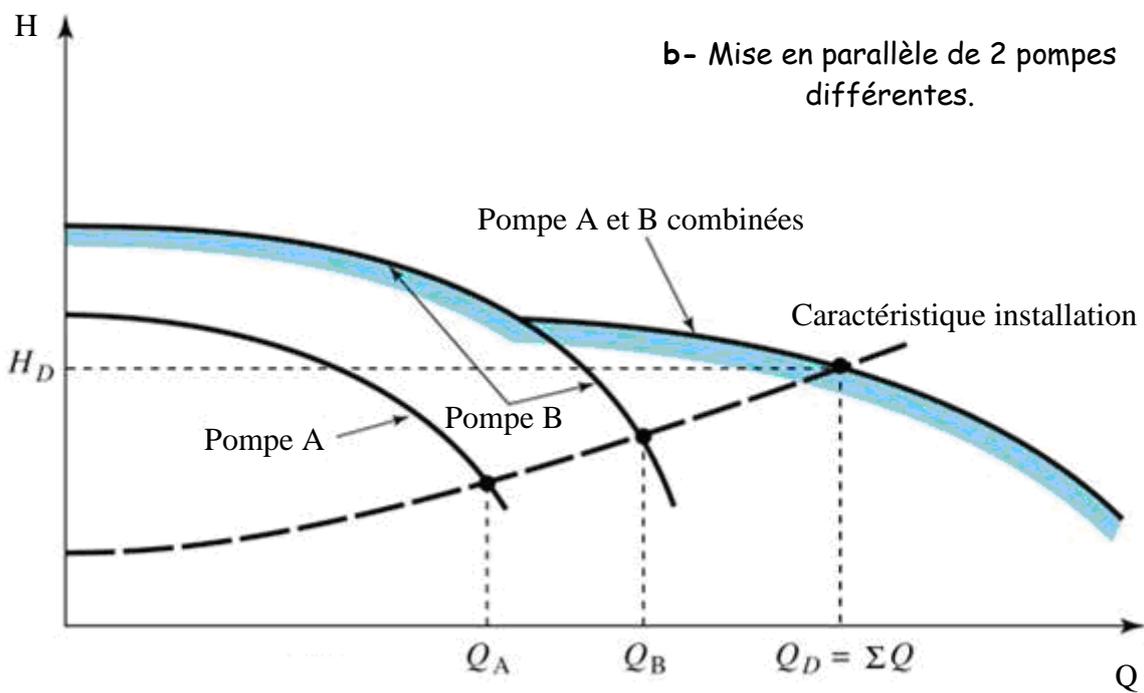
Si une seule pompe est en fonctionnement, on obtient le débit Q_1 au point A_1 , si les 2 pompes fonctionnent, on obtient, le débit Q_2 au point A_2 , chaque pompe fonctionnant au point B_2 .

On remarquera, que le débit Q_2 est inférieur à $2Q_1$, d'une manière générale d'ailleurs, le groupement de n pompes identiques sur un circuit donné fournit un débit total inférieur à n fois le débit qu'aurait donné une seule pompe, le supplément de débit résultant de la mise en fonctionnement d'une pompe supplémentaire, étant d'autant plus faible que la part dynamique de la résistance du circuit est importante.

La **figure 15b** représente le cas de 2 pompes différentes p_A et p_B à caractéristique énergétique descendante, la première ayant une hauteur utile a débit nul inférieure a la seconde. Tant que le point de fonctionnement se situe à une hauteur inférieure ou égale à la hauteur à débit nul de la pompe p_A , on obtient la caractéristique du groupement de p_A et p_B en parallèle comme indique sur la figure, en sommant les débits à énergie constante.



a- Mise en parallèle de 2 pompes identiques.



b- Mise en parallèle de 2 pompes différentes.

Figure 15 : Courbes de mise en parallèle de deux pompes.

3-3- Cavitation : Limitation de la hauteur manométrique d'aspiration - N.P.S.H

Rappelons que l'énergie requise pour faire fonctionner les pompes dépend de nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :

- Les propriétés du fluide : Masse volumique, viscosité, ;
- Les caractéristiques de l'installation : Longueur, diamètre, rugosité, singularités ;
- Les caractéristiques de l'écoulement : Vitesse, débit, hauteur d'élévation (ou pression).

3-3-1- Description du phénomène de la cavitation

La cavitation est un phénomène qui résulte de la formation des **bulles de gaz** (vaporisation) puis de leur **implosion** (condensation) au sein du liquide pompé. Elle s'accompagne d'un bruit très caractéristique (bruit de bétonnière ou de caillou), crée des vibrations à très haute fréquence et entraîne l'**arrachement** de particules de métal de la surface de l'impulseur (roue).

La cavitation est caractérisée par le **N.P.S.H** (Net Positive Suction Head) qu'on traduit par charge nette à l'aspiration.

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.

On distingue :

- Le $NPHS_{requis}$ pour un débit, une vitesse de rotation et une pompe donnés : Spécifié par le constructeur.
- Le $NPHS_{disponible}$ qui, pour le même débit, résulte de l'installation : Il est obtenu en calculant la pression à l'entrée de la pompe.

La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car les effets de la cavitation peuvent être très néfastes pour la pompe :

- Création de bulles de vapeur à l'aspiration s'accompagnant de leur condensation brutale dans ou en sortie de roue, lorsque la pression remonte ;
- Implosion des bulles de vapeur au niveau de la roue ;
- Augmentation du bruit (pompage de caillou) et des vibrations générées par la pompe ;
- Erosion du matériau pouvant aller jusqu'au perçage des aubes de turbine des pompes centrifuges ;
- Destruction des garnitures d'étanchéité suite aux vibrations ;
- Arrachement de matière dans les zones d'implosion ;
- Chute des performances des pompes avec diminution importante de la hauteur manométrique totale, du débit et du rendement.

3-3-2- $N.P.S.H_{disp.}$ et $N.P.S.H_{req.}$

Le critère qui sert à définir la pression nécessaire à l'aspiration pour obtenir un bon fonctionnement de la pompe, c'est-à-dire pour maintenir en tout point du fluide une pression

supérieure à la pression de vapeur saturante, est le « **N.P.S.H** » (sigle de l'abréviation anglo-saxonne de « **Net Positive Suction Head** » over vapour pressure).

Cette caractéristique, donnée par le constructeur est qualifiée de « **N.P.S.H requis** ». Elle tient compte en particulier de la chute de pression que subit le fluide lors de son accélération à l'entrée de la roue.

La pompe ne fonctionnera correctement que si la pression totale à l'entrée P_E est supérieure à la somme $P^0 + NPSH$ requis.

On appelle « **N.P.S.H disponible** » la différence entre la pression totale à l'entrée et la pression de vapeur saturante : $NPSH_{disponible} = (P_E - P^0) / \rho g$

P_E = Pression totale à l'entrée de la pompe ;

P_0 = Pression de vapeur saturante.

Pour qu'une pompe fonctionne normalement (sans cavitation), il faut que le N.P.S.H disponible (calculé) soit supérieur au NPSH requis (indiqué par le constructeur).

N.P.S.H disponible > NPSH requis

Pour qu'il n'y ait pas cavitation, il faut que $P_E = P_{asp} > P_0$ (θ)

En fait la condition écrite ci-dessus n'est pas assez restrictive ; il ne suffit pas d'écrire que la pression à l'orifice d'aspiration de la pompe soit supérieure à la tension de vapeur.

En effet il existe des zones à l'intérieur de la pompe où la pression est encore plus faible. Pour les pompes centrifuges cet endroit se situe dans le prolongement de l'arbre. Cette pression n'est pas calculable par l'utilisateur car elle dépend de la perte de charge entre l'aspiration et ce point. Elle dépend donc des caractéristiques de la pompe et augmente avec le débit.

Le problème consiste maintenant à définir un critère permettant de savoir si le risque de cavitation existe dans un circuit donné. On définit donc comme grandeur le N.P.S.H. (Net Positive Suction Head) du circuit ou N.P.S.H.disp (N.P.S.H. disponible).

De son côté le constructeur fournit une autre courbe caractéristique en fonction du débit : le N.P.S.H.requis qu'il a déterminé après essais pour prendre en compte les pertes de charge de la pompe. Cette grandeur est celle permettant un fonctionnement sans risque de cavitation.

Les conditions d'aspiration sont d'autant meilleures que la différence entre le NPSH disponible et le NPSH requis est grande (**figure 16**).

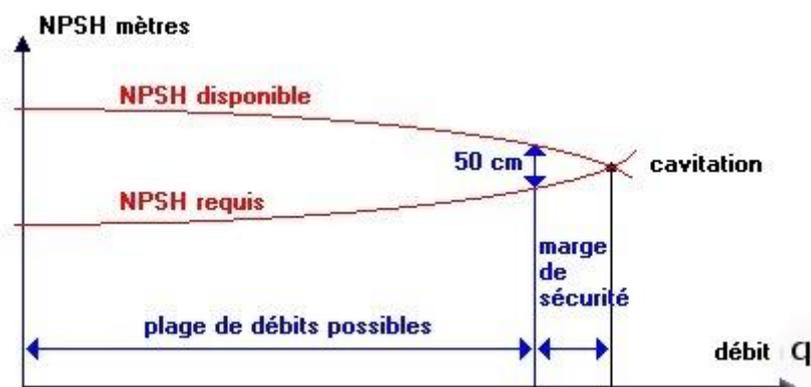


Figure 16 : Courbes N.P.S.H pratiques.

Il n'y a pas de cavitation si N.P.S.H.disponible > N.P.S.H.requis

On prend généralement une sécurité supplémentaire de **0,50 m** : $NPSH_{disponible} > NPSH_{requis} + 0,50 m$

a- NPSH disponible

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.

Sa formule est donnée par :

$$N.P.S.H_{dispo} = P_E/\rho g + v_E^2/2g - P_{vap}/\rho g$$

Soit encore :

$$N.P.S.H_{dispo} = (P_E - P_{vap} + 1/2 \rho v_E^2)/\rho g$$

Lorsque P_E n'est pas mesurée, on la calcule en écrivant l'équation de Bernoulli appliquée entre les points A et E (**figure 17**) :

$$P_A/\rho g + Z_A + v_A^2/2g = P_E/\rho g + Z_E + v_E^2/2g + \Delta H_{A \rightarrow E}$$

Soit :

$$P_E/\rho g = P_A/\rho g + Z_A - Z_E + v_A^2/2g - v_E^2/2g - \Delta H_{A \rightarrow E}$$

Soit enfin :

$$NPSH_{dispo} = (P_A + 1/2 \rho v_A^2 - P_{vap}^o)/\rho g + (Z_A - Z_E) - \Delta H_{A \rightarrow E}$$

Le NPSH disponible représente, en mCL, la pression totale (statique et dynamique) en A, augmentée ou diminuée de la variation d'élévation entre A et E, diminuée de la perte de charge entre A et E et de la pression de vapeur saturante.

Remarque : Dans de nombreux cas, on ne tient pas compte de la vitesse en A (bac à niveau constant par exemple)

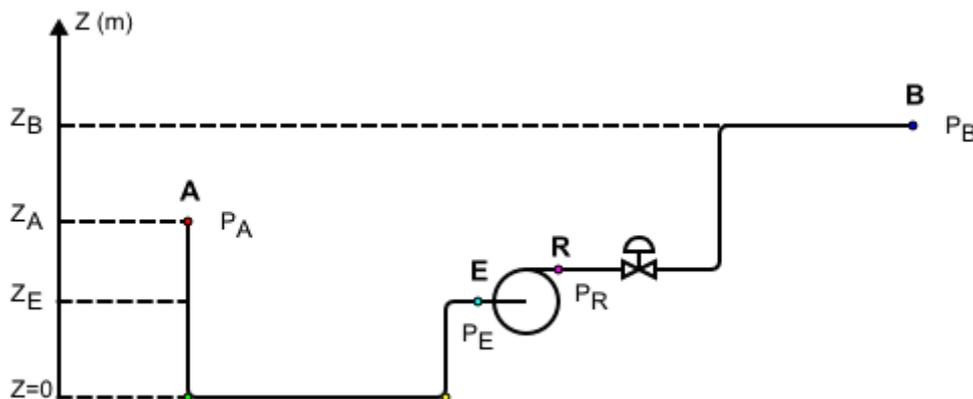


Figure 17 : Schéma simplifié d'un circuit.

b- NPSH requis pour une pompe

Le NPSH requis est le NPSH disponible minimal que doit avoir la pompe sous peine de cavitation.

Le NPSH requis est une donnée constructeur. Il est généralement donné sous forme de courbe en fonction du débit, sur le même graphique que la courbe de HMT. Ses valeurs sont de

quelques mètres de colonne de liquide (par exemple 4 mCL). Certaines pompes ont un très faible NPSH requis, ce afin de pouvoir limiter le risque de cavitation dans certains montages en aspiration (pompage de puits notamment).

Pompage d'eau dans un puits

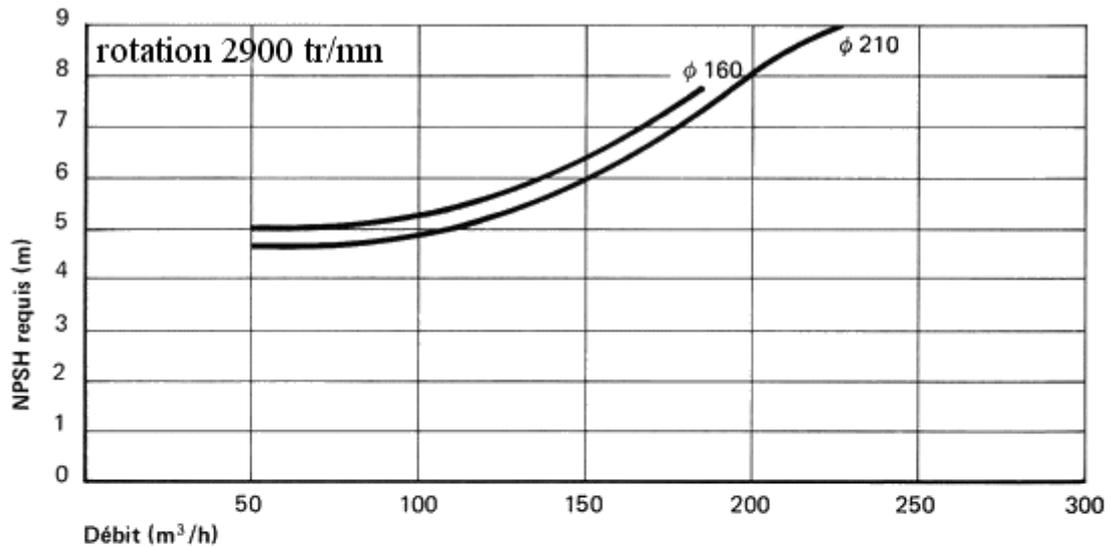
En pratique, une pompe au niveau du sol ne peut pas pomper de l'eau à plus de 7 mètres de profondeur dans un puits sous peine de cavitation. En effet :

- La valeur de $P_A/\rho g$ vaut $101325/(1000 \times 9,81) = 10,33$ mCL
- La pression de vapeur saturante vaut $P^\circ_{vap}/\rho g = 2500/(1000 \times 9,81) = 0,25$ mCL
- En négligeant $\Delta H_{A \rightarrow E}$, on obtient pour le NPSH disponible $10,33 - 0,25 + (-7-0) = 3,08$ mCL. Ce qui est l'ordre de grandeur du NPSH requis pour la pompe.

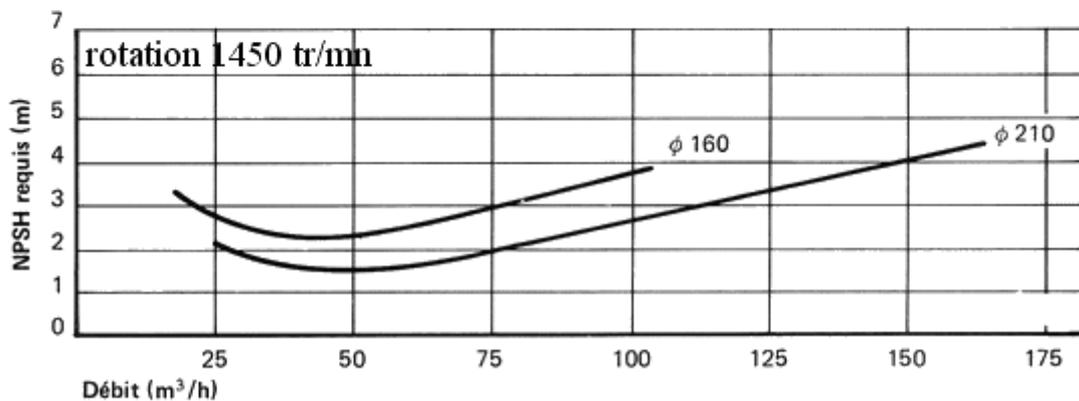
Classement des paramètres ayant une influence sur le NPSH disponible et la cavitation

Augmentation du risque de cavitation	Réduction du risque de cavitation
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

Les courbes de la **figure 18** donnent les variations des NPSH requis pour 2 vitesses de rotation et 2 diamètres.



(a)



(b)

Figure 18 : NPSH requis pour 2 vitesses de rotation et 2 diamètres de roue.

Pour déterminer la possibilité de cavitation on va donc faire appel à la fois :

- ◆ A des éléments du circuit d'aspiration :
 - * Montage de la pompe (charge ou aspiration) ;
 - * Distance verticale entre la pompe et le réservoir de départ ;
 - * Pression au-dessus du réservoir de départ ;
 - * Longueur de canalisation et des accidents.
- ◆ Au fluide : température.
- ◆ A la pompe : N.P.S.H._{req.}

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 des pompes en charge ;
- Eviter de transporter des liquides à des températures trop élevées ;
- Eviter 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.requis 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 $P_{asp} > P^0(\theta)$. Si on néglige le risque de cavitation de la pompe, le terme cinétique et les pertes de charge, on peut déterminer h_{max} :

$$h_{max} < \frac{P_A - P^0(\theta)}{\rho g}$$

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.

Remarque 3 : pour le pompage d'eau à 20°C, la tension de vapeur est de 2337 Pa (0,24 mCE). Pour une eau chaude, elle peut être de plusieurs mètres (101325 Pa ou 10,33 mCE à 100°C).

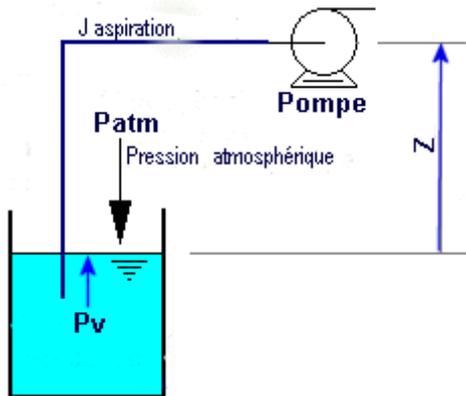
Dans la pratique, on devra donc toujours avoir si J_a représente les pertes de charge dans la conduite d'aspiration :

- Pompe en aspiration : $10 - (H_a + J_a) \geq NPSH_{requis}$
- Pompe en charge : $10 - (H_c + J_a) \geq NPSH_{requis}$

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

3-3-3- Formules N.P.S. H_{disp} en fonction du montage de la pompe

a- Calcul du NPSH disponible pour une pompe aspirante dans une nappe d'eau à l'air libre (figure 19).



$$\text{NPSH (en Pa)} = \text{Patm} - \text{Pv} - \Delta\text{Pasp} - \text{PHh}$$

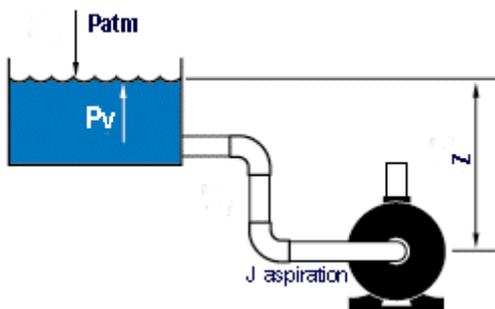
Pour convertir le NPSH exprimé **Pa**, en :

1- NPSH en **mètre** de colonne d'eau = $(\text{Patm} - \text{Pv} - \Delta\text{Pasp} - \rho gZ) / 9810$

2- NPSH en **mètre** de liquide = $[(\text{Patm} - \text{Pv} - \Delta\text{Pasp} - \rho gZ) / \rho] / 9,81$

Figure 19 : Pompe montée en aspiration.

b- Calcul du NPSH disponible pour une pompe montée en charge (figure 20).



$$\text{NPSH (en Pa)} = \text{Patm} - \text{Pv} - \Delta\text{Pasp} + \text{PHh}$$

1- NPSH en **m** de colonne d'eau = $(\text{Patm} - \text{Pv} - \Delta\text{Pasp} + \rho gZ) / 9810$

2- NPSH en **m** de liquide = $[(\text{Patm} - \text{Pv} - \Delta\text{Pasp} + \rho gZ) / \rho] / 9,81$

Figure 20 : Pompe montée en charge.

Avec :

- Z = hauteur d'aspiration ou hauteur de charge (m) ;
- ρ = Masse volumique du liquide (kg/m^3) ;
- Z = Hauteur géométrique d'aspiration en mètre d'eau, (mCE) ;
- g = Accélération de la pesanteur ($9,81 \text{ m/s}^2$) ;
- Patm = Pression atmosphérique ($1,01325 \cdot 10^5 \text{ Pa}$) ;
- ΔPasp = Pertes de charge dans la conduite d'aspiration (Pa).
- Pv = Pression de vapeur saturante (Pa).

Pompes centrifuges

Tension de vapeur: tableau

Température (°C)	Pression (bar)	Température (°C)	Pression (bar)	Température (°C)	Pression (bar)
0	0,00610	80	0,4735	210	19,0608
5	0,00872	85	0,5781	220	23,1712
10	0,01228	90	0,7012	229,1	27,4680
15	0,0171	95	0,8455	239,9	33,3540
20	0,0233	100	1,0137	249,3	39,2400
25	0,0317	105	1,2085	260,3	47,0880
30	0,0425	110	1,4330	268,8	53,9550
35	0,0562	120	1,9855	279,7	63,7650
40	0,0738	130	2,7015	289,4	73,5750
45	0,0958	140	3,6135	309,7	98,1000
50	0,1234	150	4,7600	323,3	117,7200
55	0,1572	160	6,1789	329,5	127,5300
60	0,1989	170	7,9180	340,7	147,1500
65	0,2499	180	10,0209	350,9	166,7700
70	0,3115	190	12,5421	360,2	186,3900
75	0,3854	200	15,5332	372,4	215,8200
				374	219,9402