

CHAPITRE II

1. PERTES DE CHARGES :

1.1 Pertes de charges linéaires :

Appelées aussi pertes de charges régulières ou systématiques, elles sont dues à la perte d'énergie nécessaire pour vaincre les forces de frottement internes (viscosité / turbulence).

L'expérience montre que la perte de charge dans un tube est :

- ✓ proportionnelle à la longueur L du tube ;
- ✓ inversement proportionnelle au diamètre D du tube ;
- ✓ proportionnelle au carré de la vitesse moyenne débitante v_m du fluide ;
- ✓ proportionnelle à un coefficient sans dimension noté f

$$J_f = f \frac{L}{D} \frac{v_m^2}{2}$$

(en Joule / kg)

$$P_f = f \frac{L}{D} \rho \frac{v_m^2}{2}$$

(en Pascal)

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v_m^2}{2g}$$

(en Mètre de fluide)

Le coefficient sans dimension f dépend du type d'écoulement : écoulement **lamininaire** ou écoulement **turbulent**.

1.2 Type d'écoulement

Le paramètre qui permet de déterminer le type d'écoulement est le nombre sans dimension appelé

Nombre de Reynolds. $Re = \frac{v_m D}{\nu} = \rho \frac{v_m D}{\mu}$

Avec :

v_m = vitesse moyenne débitante en (m / s) ;

ν = viscosité cinématique du fluide en (m^2/s) (stocke : st) ;

μ = viscosité dynamique du fluide en (Newton. Seconde / mètre) (Poiseuil : PI) ;

ρ = masse volumique du fluide en (m^3/s).

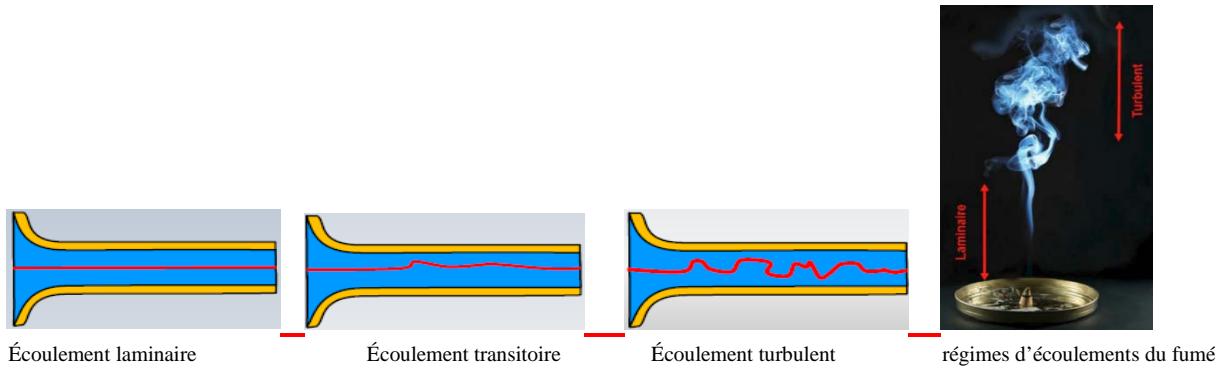
. Si Re est faible, c.à.d. $Re < 2300$ l'écoulement est lamininaire $f = \frac{64}{Re}$

Si Re est grand, c.à.d. $Re > 4200$, l'écoulement est turbulent

$$f = f \left(Re \text{ et } \frac{\varepsilon}{D} \text{ rugosité relative de la conduite} \right)$$



Dans une conduite cylindrique, il a injecté un colorant et a identifié les régimes suivants :



Écoulement laminaire Écoulement transitoire Écoulement turbulent régimes d'écoulements du fumé

Heinrich Blasius a proposé une première formule explicite simple pour le calcul du coefficient f de Darcy-Weisbach pour des écoulements turbulents, notamment : $f=0,316(Re)^{-0,25}$ mais elle n'est valide que pour $Re \leq 10^5$ et pour des conduites lisses, c'est-à-dire, sans considérer la rugosité à la paroi.

Cyril Colebrook (1939) a intégré en une seule relation les résultats pour les parois lisses et totalement rugueuses. On peut ainsi calculer le coefficient de frottement f sans avoir à distinguer le type de paroi

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right]$$

ε, k : rugosité
 f, λ : frottement
 D, d : Diamètre
 Re : Re ynolds

On note, cependant, que l'inconnue f apparaît dans les deux membres de cette équation non linéaire. Il faut donc procéder par itération pour trouver f .

Pour rendre la tâche pratique, en 1944 Lewis.F.Moody a tracé la formule de Colebrook sous forme d'abaque

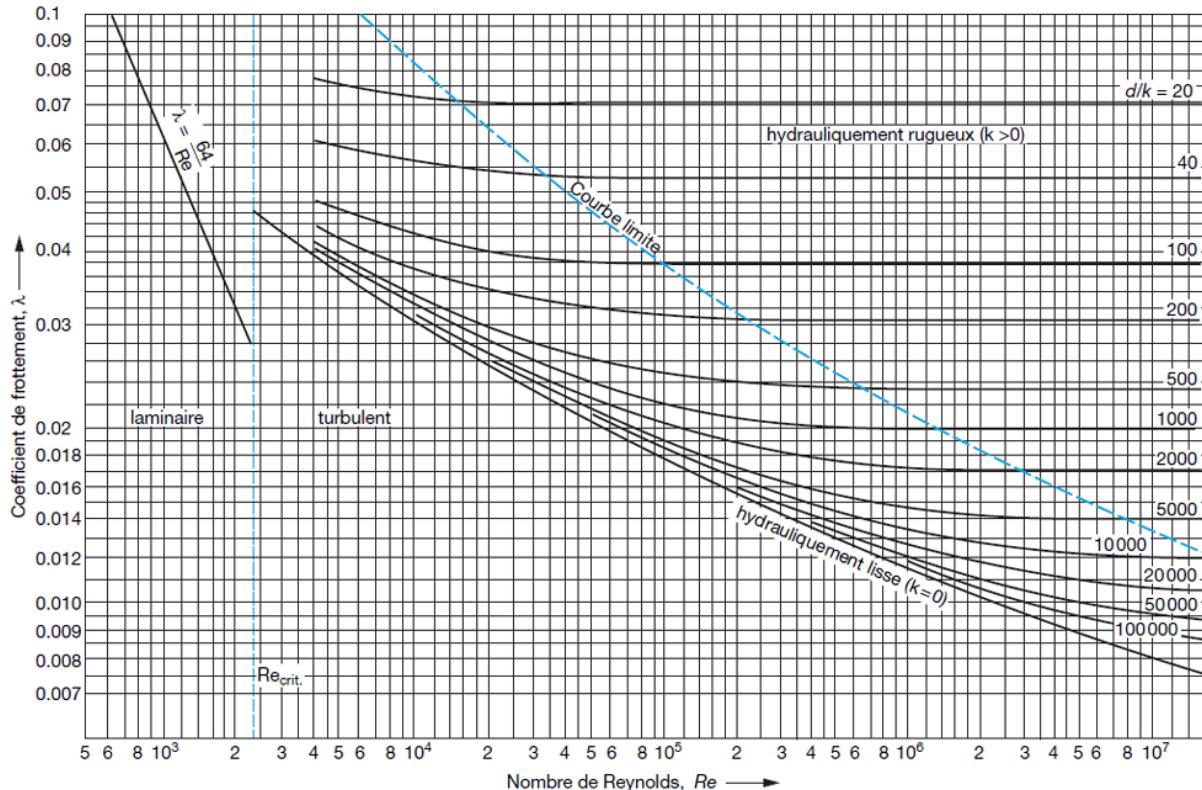


Fig ... Abaque de Moody

a) Conduite hydrauliquement lisse

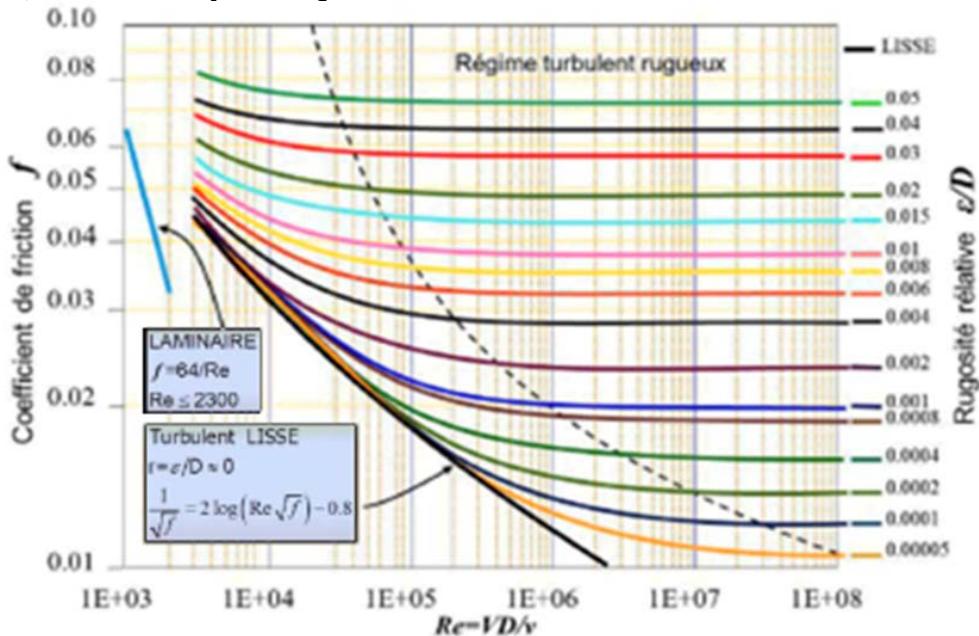


fig : a écoulement luminaire et turbulent lisse $f = f(Re)$

b) Conduite partiellement rugueuse

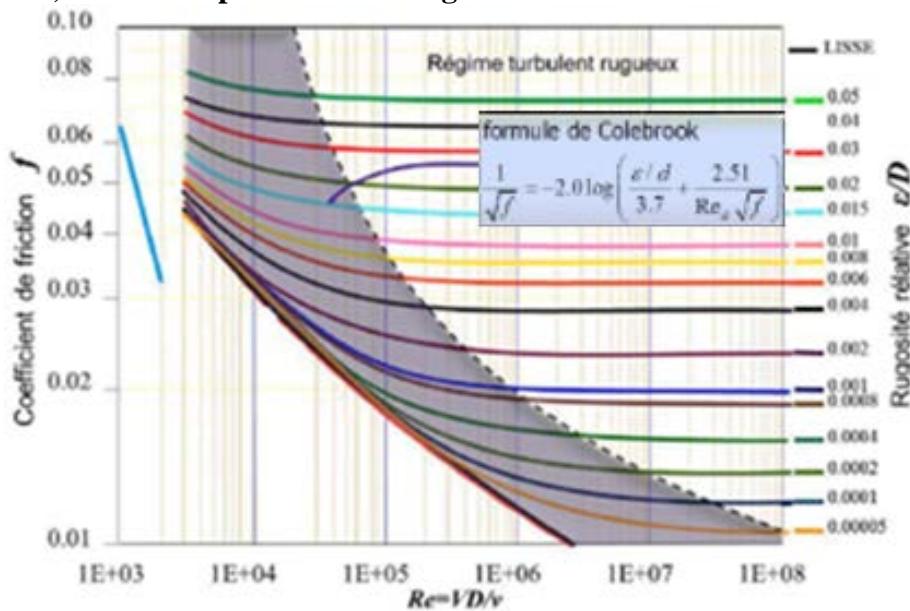
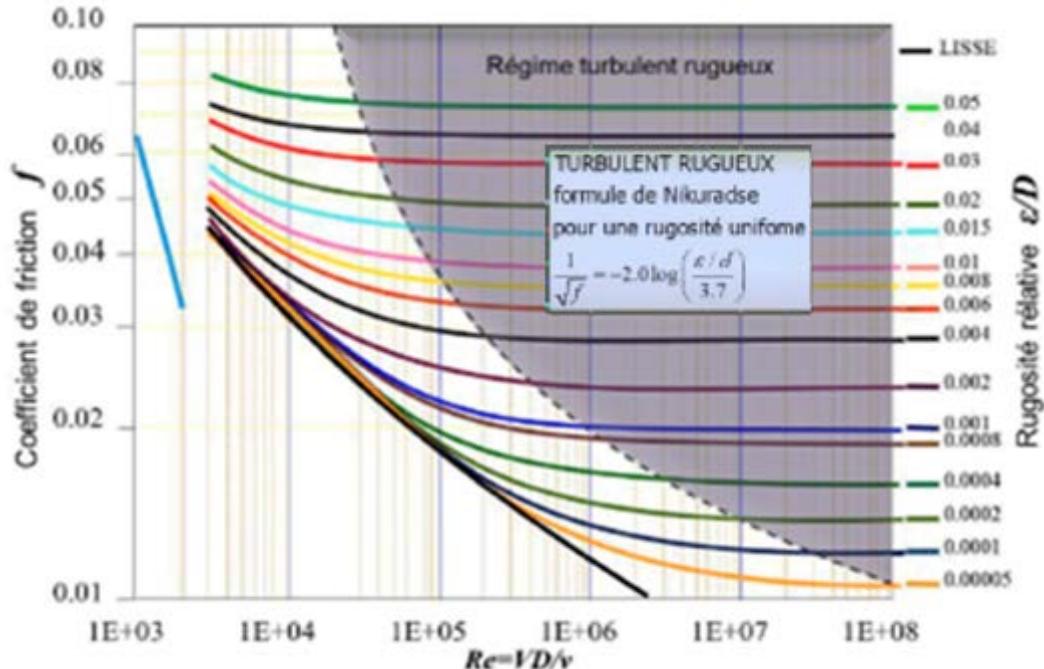


fig: Conduite partiellement rugueuse $f = f\left(Re, \frac{\varepsilon}{D}\right)$

c) Conduite totalement rugueuse



fig; Conduite totalement rugueuse $f = f\left(\frac{\epsilon}{D}\right)$

1.3 Pertes de charges singulières :

Appelées aussi pertes de charges localisées, elles sont dues aux formes des tuyaux (raccords, coudes, robinets, filtres ...) et aux variations brusques de sections et de direction .elles sont données par les relations :

$$J_s = \xi \frac{v_m^2}{2}$$

(en Joule / kg)

$$P_s = \xi \rho \frac{v_m^2}{2}$$

(en Pascal)

$$h_s = \xi \frac{v_m^2}{2g}$$

(en Mètre de fluide)

Les valeurs de ξ sont calculées d'après les formules suivantes

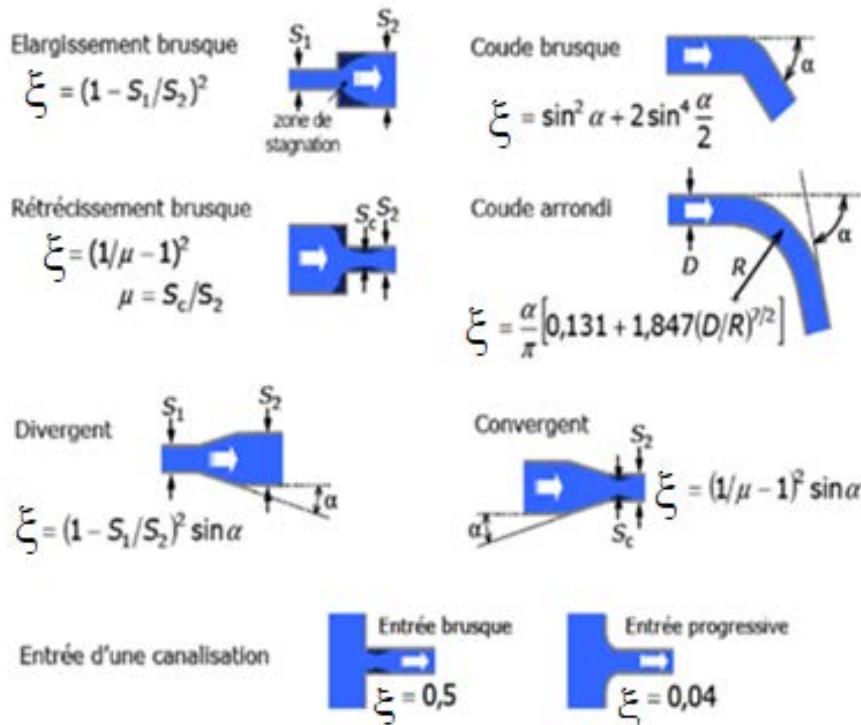


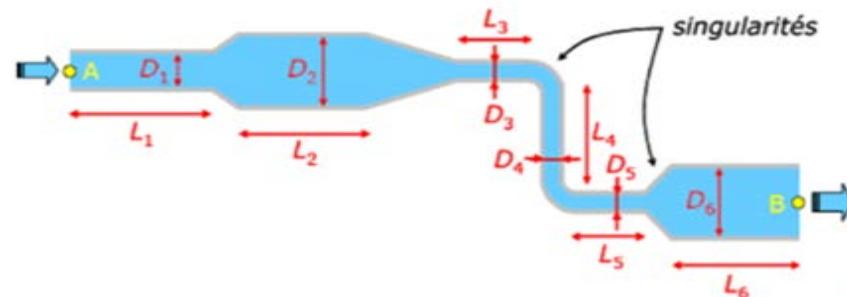
Fig. : valeur de ξ suivant les variations brusques de sections et de direction

1.4 Pertes de charges Totales dans un circuit hydraulique :

C'est la somme des pertes de charges linéaires et des pertes de charges singulières dans tout le circuit.

$$p_f = \left(\sum_i f \frac{L_i}{D_i} v_{m-i}^2 + \sum_j \xi_j v_{m-j}^2 \right) \frac{\rho}{2}$$

$$h_f = \left(\sum_i f \frac{L_i}{D_i} v_{m-i}^2 + \sum_j \xi_j v_{m-j}^2 \right) \frac{1}{2g}$$

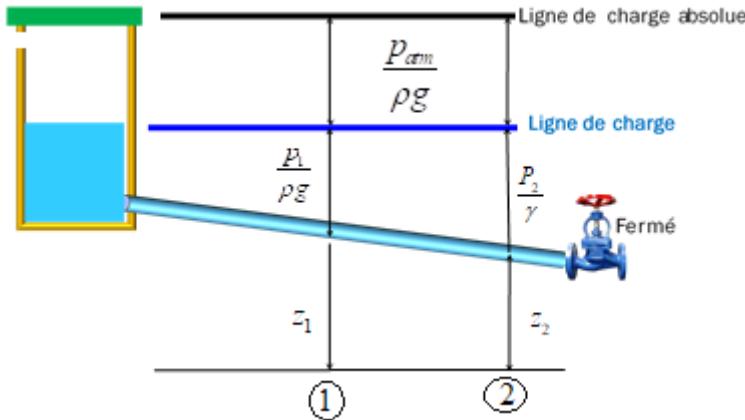


2. ÉQUATION DE BERNOULLI

L'équation de Bernoulli est valable le long d'une ligne de courant sous les hypothèses :

- écoulement stationnaire (permanent)
- fluide parfait (non visqueux)
- fluide incompressible (masse volumique constante)

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = Cte$$



2.1 Cas dynamique

Lorsqu'on ouvre la vanne et si on néglige toute sorte de perte, la ligne de charge, initialement donnée par $(z + p / \rho g)$, restera inchangée. Cependant, un écoulement s'établira et une partie de l'énergie de pression se transformera en énergie cinétique. L'équation de Bernoulli modélise ce changement dans lequel on combine hauteur physique, hauteur de pression et hauteur de vitesse

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

2.2 Variantes de L'équation de Bernoulli

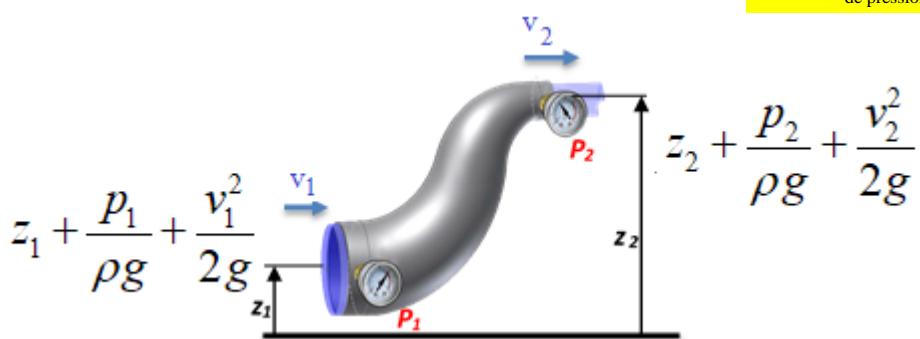
➤ Énergie par unité de volume (**Pression totale**) en (Pa) :

$$\underbrace{\rho g z}_{\substack{\text{pression} \\ \text{hydrostatique}}} + \underbrace{p}_{\substack{\text{pression} \\ \text{statique}}} + \underbrace{\frac{\rho v^2}{2}}_{\substack{\text{Pression} \\ \text{dynamique}}} = Cte$$

➤ Énergie par unité de masse (J) : $gz + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = Cte$

➤ Énergie par unité de poids (**Hauteur de charge**) en (m) :

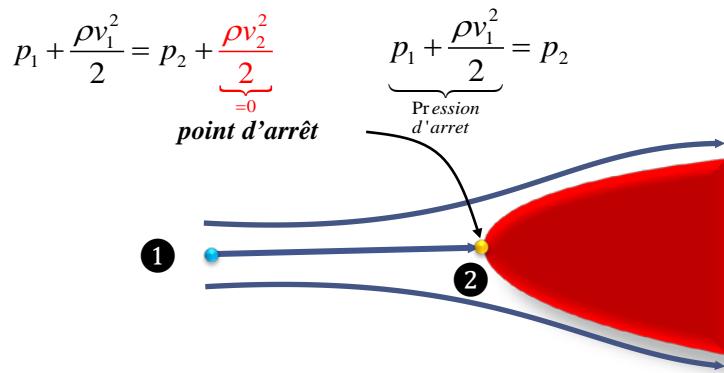
$$\underbrace{z}_{\substack{\text{Cote} \\ \text{verticale}}} + \underbrace{\frac{p}{\rho g}}_{\substack{\text{Hauteur} \\ \text{de pression}}} + \underbrace{\frac{v^2}{2g}}_{\substack{\text{Hauteur} \\ \text{de vitesse}}} = Cte$$



2.3 Pression de stagnation (totale) ou point d'arrêt.

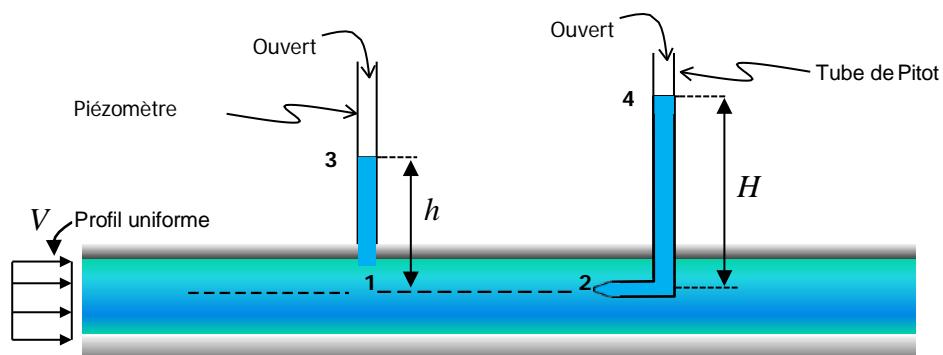
En présence d'un obstacle, les lignes de courant contournent l'objet, mais il y a au moins un point où l'écoulement est complètement arrêté ($v=0$). Ce point est appelé point de stagnation ou point d'arrêt.

On applique maintenant l'équation de Bernoulli entre les points 1 et 2, dans le cas $z_1=z_2$



Une fois que p_1 et p_2 sont connues, on peut donc mesurer la vitesse du fluide. En pratique, ceci est fait à l'aide de la sonde de Pitot.

2.4 Sonde de Pitot : mesure de la vitesse du fluide



Le point 2 correspond à l'entrée du tube de Pitot où la vitesse est nul (point d'arrêt) Au point 1 on a la vitesse $v=v_1$

Pour mesurer la pression statique au point 1, on utilise une prise de pression (piézomètre). Sachant que

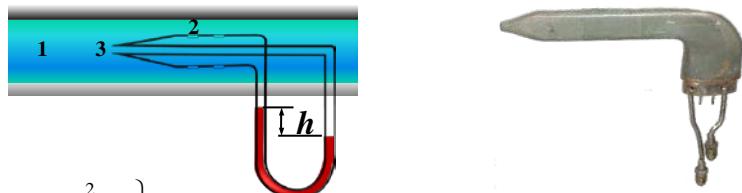
$p + \rho g z = \text{cte}$ entre les points 1 et 3, on a :

$$\left. \begin{array}{l} p_1 = p_3 + \rho g h \\ p_1 = p_{atm} + \rho g h \end{array} \right\} \Rightarrow p_{1man} = \rho g h$$

Pour mesurer la pression dynamique au point 2, donc la vitesse, on utilise une prise qui permet l'obtention de la pression d'arrêt (tube de Pitot). Sachant d'une part que

$$\left. \begin{array}{l} p_2 = p_1 + \frac{\rho v_2^2}{2} \\ p_2 = p_1 + \rho g (H - h) \end{array} \right\} \Rightarrow v_2 = \sqrt{2g(H-h)}$$

Pour un gaz

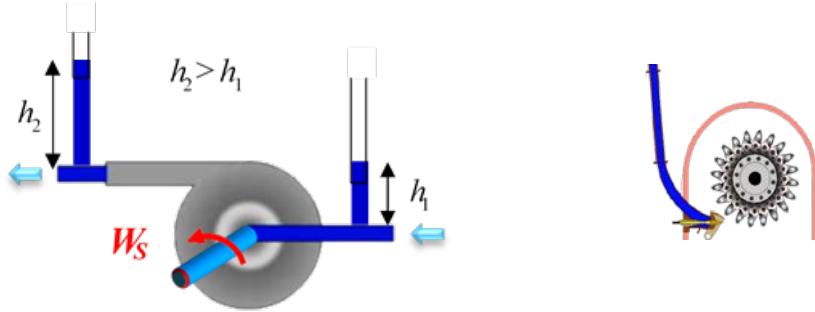


$$\left. \begin{array}{l} p_3 = p_2 + \frac{\rho v_1^2}{2} \\ p_2 \approx p_1 \\ p_3 = p_2 + \rho_{\text{man}} g h \end{array} \right\} \Rightarrow v = \sqrt{\frac{2 \rho_{\text{man}} g h}{\rho}}$$

2.5 Théorème de Bernoulli généralisé

Le théorème de Bernoulli ne s'applique qu'aux fluides parfaits. Or, ces fluides n'existent pas en pratique. Le théorème de Bernoulli est donc un modèle qui ne s'applique pas aux fluides réels sans précautions. En pratique, c'est le "théorème de Bernoulli généralisé", c'est-à-dire généralisé aux fluides incompressibles réels, qui est utilisé.

Si on se limite encore à regarder des écoulements industriels en régime incompressible ($\rho = \text{cte.}$), le travail à l'arbre est typiquement dû à la présence d'une pompe ou une turbine dans un circuit hydraulique



On utilisera \mathbf{h} pompe pour noter le travail spécifique fourni par une pompe au fluide et \mathbf{h} turbine pour indiquer le travail spécifique produit par une turbine.

Si on considère un problème unidimensionnel en régime incompressible (une conduite), à débit massique constant, dans lequel on introduit l'effet d'une pompe et d'une turbine, la conservation d'énergie (spécifique) par unité de poids, (une fois qu'on divise l'équation par mg) adopte la forme suivante :

$$\left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{\text{ent}} + h_{\text{pompe}} - h_{\text{turbine}} - h_{\text{frott}} = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{\text{sort}} \quad \text{Énergie par unité de poids (J/N)=m}$$

Entrée : travail de pression +énergie cinétique +énergie potentielle

Sortie : travail de pression +énergie cinétique +énergie potentielle

Le symbole $\mathbf{h}_{\text{frott}}$. Indique l'énergie (spécifique) nécessaire pour vaincre le cisaillement causé par la viscosité dans le cas d'un fluide réel

Remarque : Les termes $v^2/2g$ et z sont directes, tandis que le terme $p/\rho g$ provient du travail de pression (cas incompressible), notamment:

Le travail de pression est : $W_p = F \times x = pA \times x = pV_{vol}$

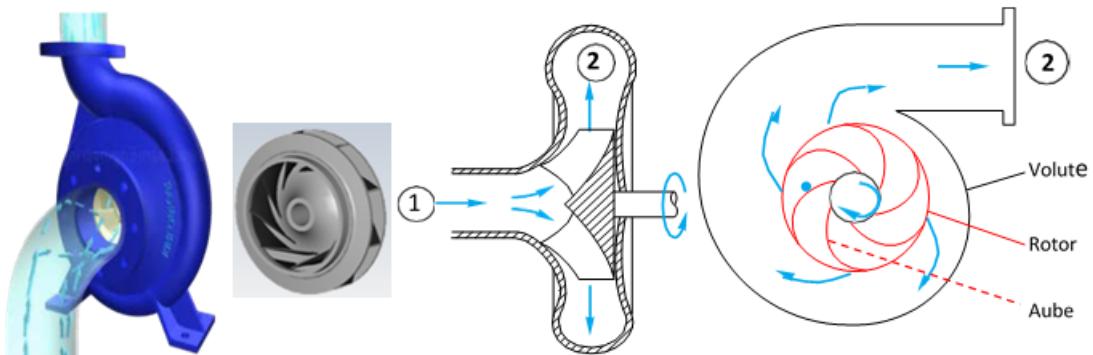
$$\frac{W_p}{mg} = p \frac{V_{vol}}{mg} = \frac{p}{\rho g}$$

Dans l'équation, la pression et la vitesse sont des quantités moyennes à la sortie et à l'entrée.

La cote z est ainsi définie au barycentre de ces faces.

Pour un gaz, l'énergie potentielle (via la cote z) est souvent négligeable par rapport aux autres formes d'énergie. Elle ne l'est pas pour un liquide.

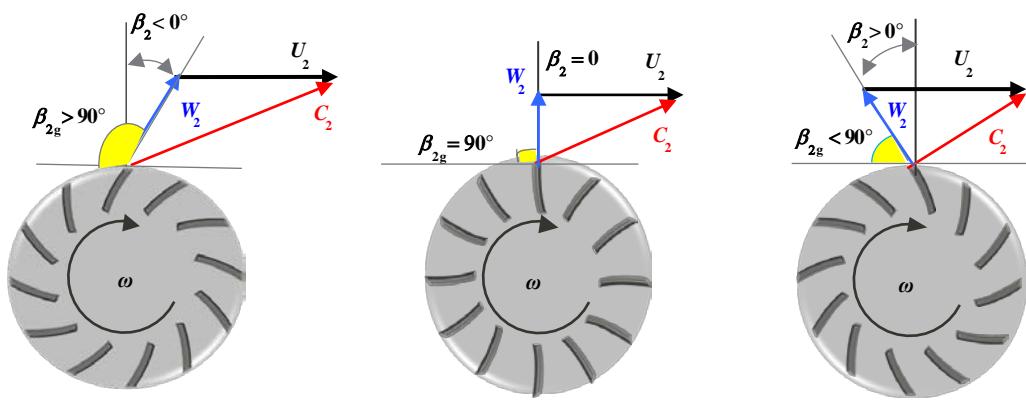
3. POMPE CENTRIFUGE



3.1 L'inclinaison des pales

Le comportement d'une machine radiale est nettement affecté par l'angle physique (ou de construction) β_{2g} à la sortie des aubes.

- Courbés en arrière ($\beta_{2g} < 90^\circ$ ou $\beta_2 > 0^\circ$) ; fournissent les meilleurs rendements (pompe)
- Radiales ($\beta_{2g} = 90^\circ$ ou $\beta_2 = 0^\circ$) ; idéales du point de vue de la résistance mécanique (ventilateur)
- Courbées en avant ($\beta_{2g} > 90^\circ$ ou $\beta_2 < 0^\circ$) ; employées pour des grands débits (compresseur)



Courbées en avant

Radiales

Courbée en arrière

3.2 Courbe caractéristique théorique d'une machine radiale

D'après l'équation d'Euler appliquée à un fluide incompressible nous avons :

$$gH_{idéal} = u_2 \times c_{2u} - u_1 \times c_{1u} \text{ , sans pré-rotation } (c_{1u} = 0)$$

$$H_{ideal} = \frac{c_{2u} u_2}{g}$$

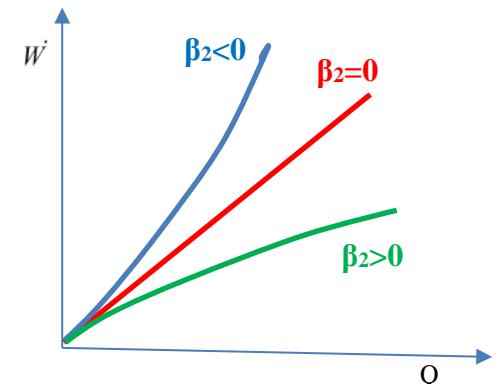
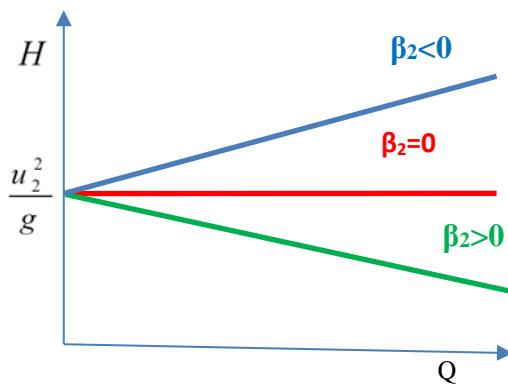
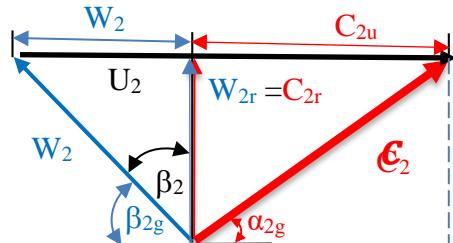
Le triangle de vitesse à la sortie **2** devient :

$$c_{2u} = (u_2 - w_{2u}) = (u_2 - c_{2r} \tan \beta_2) \text{ et } c_{2r} = \frac{Q}{2\pi r_0 b_2}$$

$$H_i = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{\tan \beta_2}{2\pi r_2 b_2} Q \right) \quad H_{idéal} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{\omega \tan \beta_2}{2\pi b_2 g} Q = A - B Q$$

$$A = \frac{u_2^2}{g} = cte \quad \text{et} \quad B = \frac{u_2 \tan \beta_2}{2\pi r_b b_2 g} = cte$$

$$H_t = A - BQ$$



Ces droites représentent la caractéristique Hauteur théorique d'une pompe centrifuge idéale, dans les trois cas de construction précités.

L'analyse des courbes représentant ces caractéristiques théoriques montre qu'on a les meilleurs résultats pour des roues à aubes couchées vers l'avant $\beta_2 > 0$ (la hauteur et la puissance théoriques augmentant avec le débit) ; mais dans la pratique , le rendement est faible dans ce cas.

Les roues à aubes couchées vers l'arrière $\beta_2 < 0$ sont les plus utilisées, car elles permettent un fonctionnement optimal. Les courbes représentées jusqu'ici sont des courbes qui ne tiennent pas en compte les différentes pertes qui ont lieu dans une pompe.

Ces pertes peuvent être classées en trois catégories :

- h_{frot} Les pertes Hydrauliques appelées communément pertes de charges,

$$\eta_{hyd} = 1 - \frac{h_{frot}}{h_{pompe}}$$

- q_L : les pertes par fuites appelées aussi pertes volumétriques, $\eta_{vol} = \frac{Q}{(Q + q_L)}$

- h_{mec} : les pertes mécaniques rendement mécanique $\eta_{mec} = 1 - \frac{h_{mec}}{M\omega}$

Le rendement totale $\eta = \eta_{hyd} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mec}$ ou bien $\eta = \frac{\rho g H Q}{M \omega}$ pour une pompe

3.3 Courbe caractéristique réel d'une pompe centrifuge

Pour $\beta_2 < 0$ et en tient compte de ces différentes pertes qui sont présenter dans les figures suivantes,

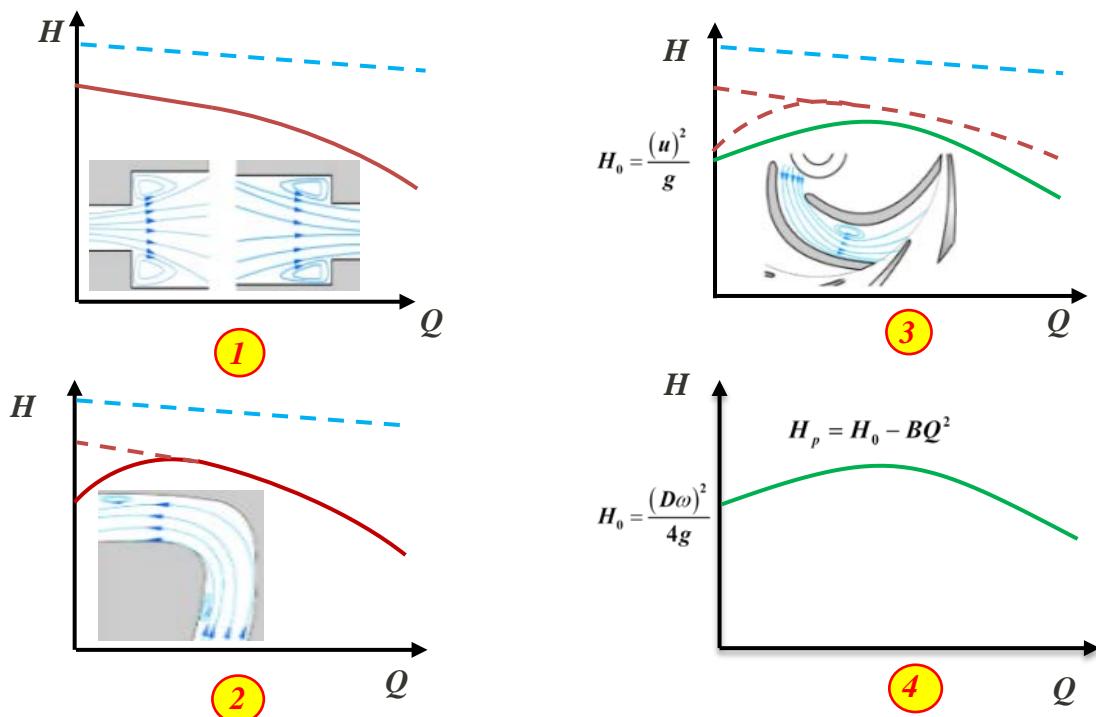


Figure 1,2, 3,4. Passage des caractéristiques théoriques aux caractéristiques réelles

La tenue en compte de ces différentes pertes, permettra de tracer les courbes caractéristiques réelles des pompes.: $H_p = H_0 - BQ^2$

La hauteur manométrique totale

Hauteur manométrique totale H_{mt} : C'est la somme de la hauteur géométrique dans les niveaux du liquide et les pertes de charge causées par de frottements intérieurs qui se forment au passage du liquide dans les tuyaux, dans la pompe et les accessoires hydrauliques.

$$H_{mt} = H_g + cQ^2 \quad \text{En m colonne de liquide (mCL)}$$

$$H_g = H_{gasp} + H_{gref}$$

H_{gasp} : hauteur géométrique à l'aspiration

H_{gref} : hauteur géométrique au refoulement

Δh_{frot} = somme des pertes de charge dans l'installation calculée selon les éléments suivants :

- ✓ Diamètre, Longueur et matériel composant les tuyaux d'aspiration et de refoulement
- ✓ Quantité et type des coude dans la tuyauterie et accessoires hydrauliques comme clapet de pied avec crête, vannes, clapet de non-retour, filtres éventuels Nature du liquide (si différent de l'eau), température,

La forme de la hauteur du système est :

- ✓ Une constante $z_2 - z_1 = H_g$ comme point de départ (hauteur statique)
- ✓ Une forme linéaire $H_{sys} = H_g + bQ$ (La hauteur statique plus les frottements des écoulements laminaire) coïncide avec BEP
- ✓ Une forme parabolique $H_{sys} = H_g + cQ^2$ (hauteur statique plus les frottements des écoulements turbulent)

L'intersection de la courbe du système avec la courbe de performance de la pompe $H = f(Q)$ définit Le **point de fonctionnement**. $h_{sys} = h_{pompe}$

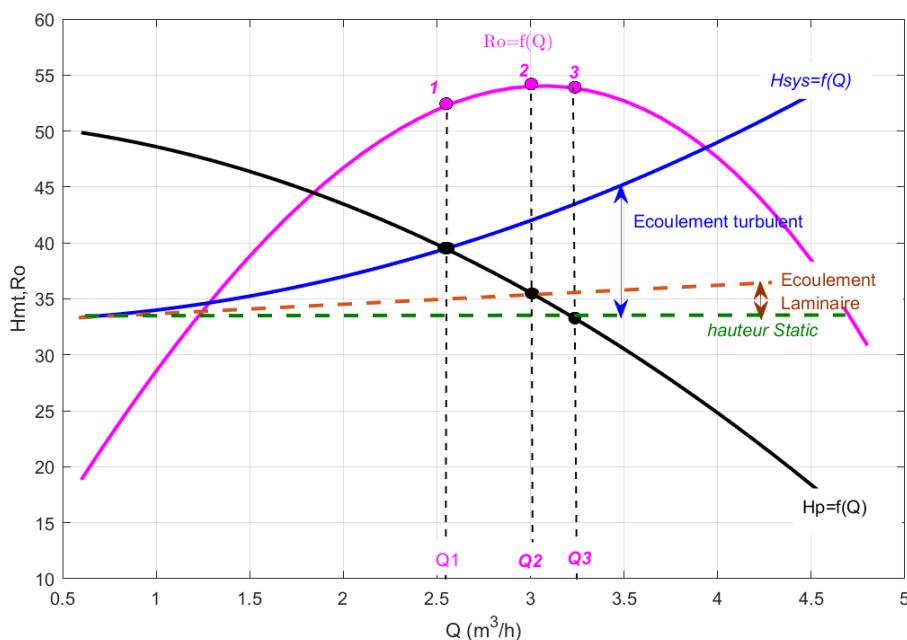


Figure : Point de fonctionnement pour différents types d'écoulements

3.4 Correspondance des pompes aux caractéristiques du système

L'équation de Bernoulli généralisé est appliquée à l'entrée de la pompe et la surface libre du réservoir de refoulement aboutit à :

$$\left(\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{ent} + h_{pompe} - \Delta h_{frott} = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{sort} = cte$$

Δh_{frot} = somme des pertes de charge dans l'installation calculée selon les éléments suivants :

- ✓ Diamètre, Longueur et matériel composant les tuyaux d'aspiration et de refoulement

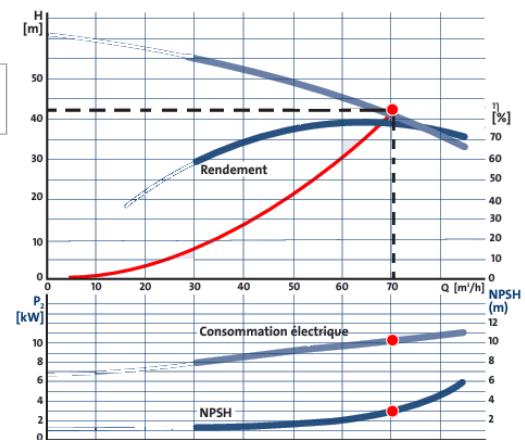
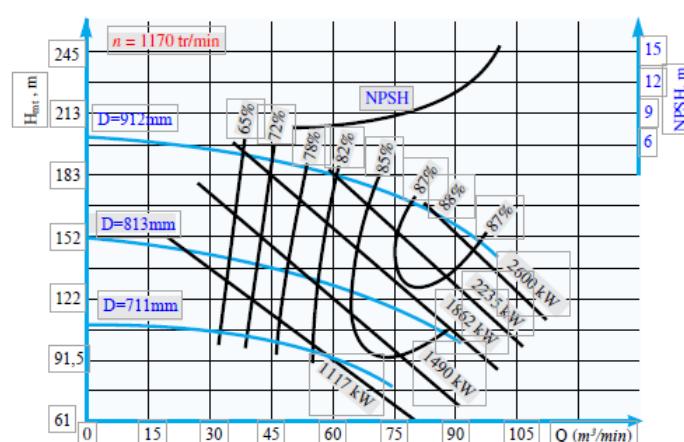
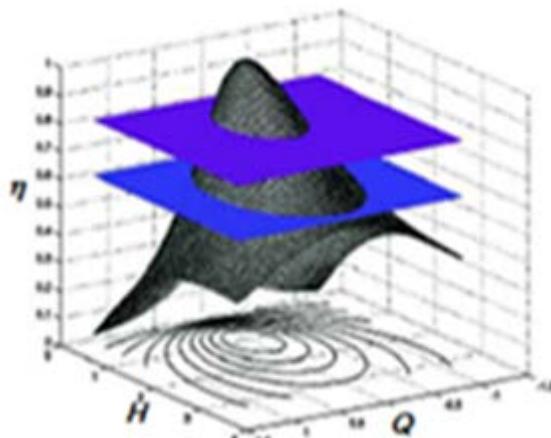
$$H_{sys} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \Delta h_{frot} \quad \Delta h_{frot} = \left(\sum_i f \frac{L_i}{D_i} + \sum_j \xi_j \right) \frac{v_m^2}{2g}$$

$$H_{sys} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \left(\sum_i f \frac{L_i}{D_i} + \sum_j \xi_j \right) \frac{v_m^2}{2g}$$

$$p_2 = p_1 = p_{atm} \quad v_1 = v_2 \approx 0 \quad v_m = \left(4Q / \pi D^2 \right)$$

La pompe sert pour convaincre les pertes du système d'où l'équation suivante :

$$H_{sys} = \underbrace{(z_2 - z_1)}_{H_g} + \underbrace{\left(\sum_i f \frac{L_i}{D_i} + \sum_j \xi_j + 1 \right)}_C \frac{8}{\pi^2 D^4 g} Q^2$$



FigureCaractéristique complète d'une pompe centrifuge

4. PHENOMENE DE CAVITATION

4.1 Pression

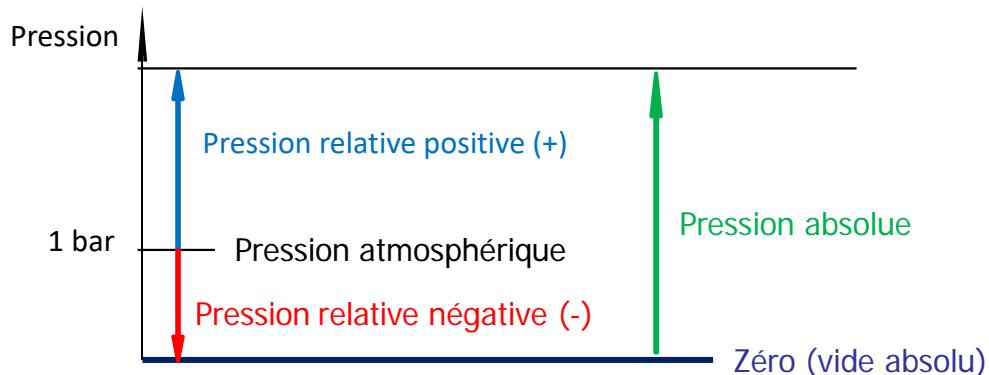
On définit la pression comme l'action d'un fluide sur une surface. Cette action se définit par une force (F) agissant sur une surface (A) d'où $p=F/A$. Deux types de mesure sont essentiels dans le domaine de la pression : la pression absolue et la pression relative

4.1.1 La pression absolue (pabs)

La pression absolue se définit comme la pression mesurée par rapport au vide absolu, 0 atm, c'est-à-dire le zéro absolu pour la pression. En général, la valeur « pression absolue » s'utilise dans les calculs de la cavitation.

4.1.2 La pression relative

La pression relative, souvent appelée surpression, est la pression dépassant la pression atmosphérique normale. Normalement, la pression p est exprimée en termes de pression relative, parce que la plupart des mesures des capteurs et manomètres mesurent la différence de pression entre le circuit et l'atmosphère. Le terme pression est compris comme la pression relative.



FigureDéfinition des indications de pression

4.2 Cavitation dans une pompe centrifuge

Formations de cavités remplies de vapeur ou gaz dans un liquide en mouvement

Ce mot décrit un phénomène complexe pouvant exister dans une installation de pompage.

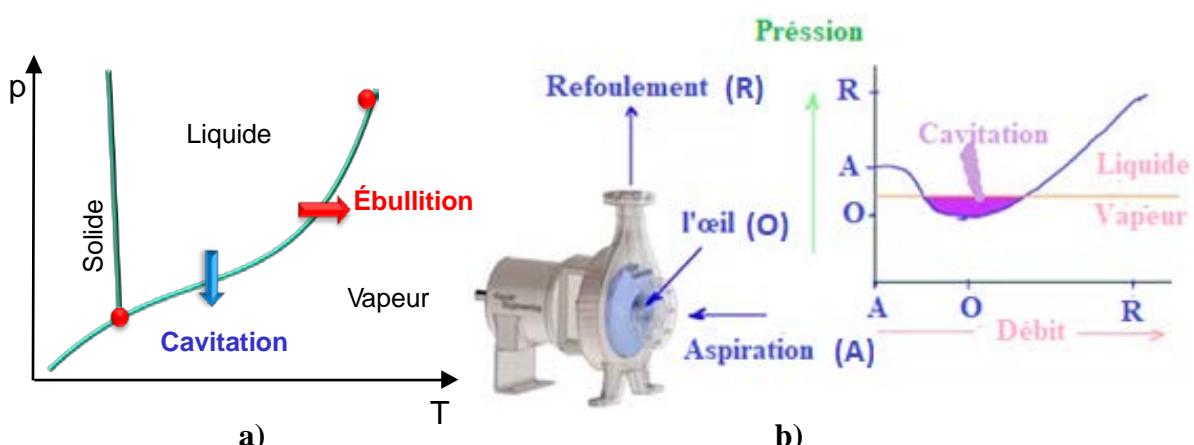


Fig. a)Diagramme thermodynamique du changement de phase

b) Cas d'une pompe centrifuge

Quand un liquide coule dans un tuyau d'aspiration (A) et qu'il entre dans l'œil (O) de la roue à aube, sa vitesse augmente ce qui amène une réduction de pression. Si cette pression descend en dessous de la tension de vapeur (p_v) correspondant à la température du liquide (T_f), celui-ci va se vaporiser le liquide. Continuant son mouvement dans la roue à aube, le liquide arrive à une zone de pression supérieur à la tension de vapeur (p_v) les cavités de vapeur disparaissent. C'est cette disparition de poches de vapeur qui cause le bruit relié à la cavitation.

La cavitation peut varier de très légère à très forte :

- ✓ Dans le premier cas le seul effet est une baisse de l'efficacité ;
- ✓ Dans le deuxième cas, une forte cavitation est très bruyante et peut briser la roue à aube de la pompe ou d'autres parties

4.3 Vérification de la pompe au phénomène de cavitation

$NPSH_{disp}$ (Net Positive Suction Head) ou Hauteur de charge nette absolue

La hauteur nette positive d'aspiration ($NPSH$), qui est la Hauteur requise à l'entrée de la pompe pour empêcher le liquide de bouillir (cavité).

Si l'entrée de la pompe est placée à une hauteur h_0 d'un réservoir dont la surface libre est à pression P_{atm} , nous pouvons utiliser l'équation de Bernoulli pour réécrire $NPSH_{disp}$ comme suit

$$NPSH_{disp} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - \left(\sum f \frac{L_{asp}}{d_{asp}} v_m^2 + \sum \xi v_m^2 \right) \frac{1}{2g} \pm h_0$$

$+h_0$: montage en charge (niveau d'aspiration z_2 est supérieur au niveau de la pompe)

$-h_0$: montage en aspiration (niveau d'aspiration est inférieur au niveau de la pompe z_1)

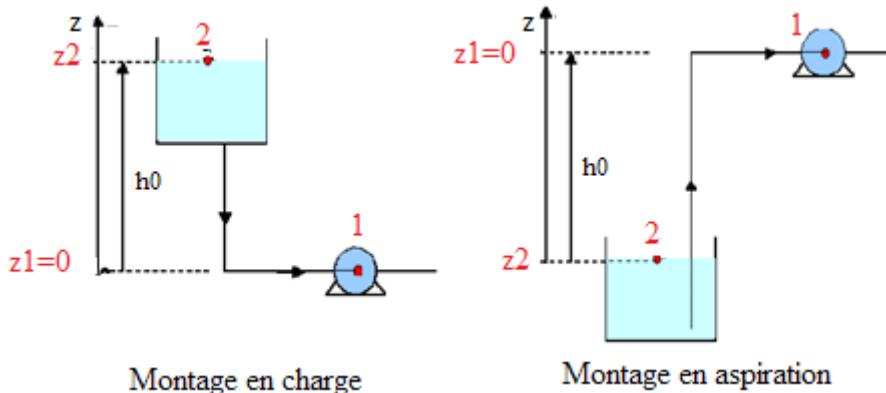
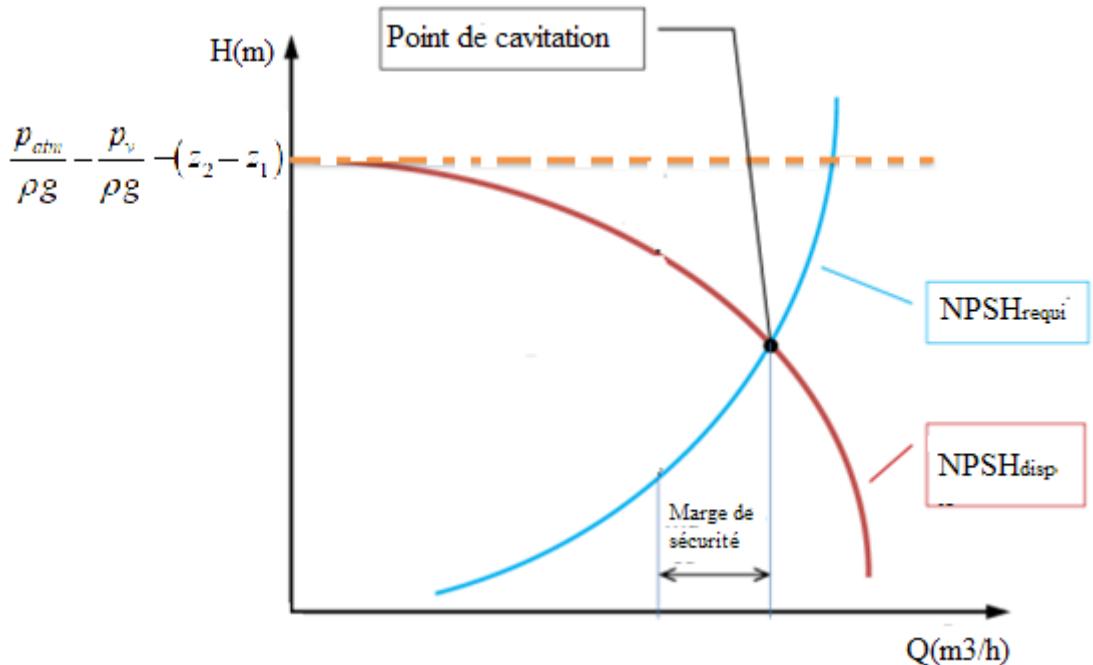


Figure... : Pompes montées en charge et en aspiration

$NPSH_{requis}$ est définie comme hauteur de charge nette absolue demandée à l'aspiration (constructeur), est fournie par une courbe en fonction du débit.

Lorsque la pompe a été choisie selon le débit et la hauteur demandés, on doit vérifier la formule simplifiée :

$$NPSH_{disponible} > NPSH_{requis}$$

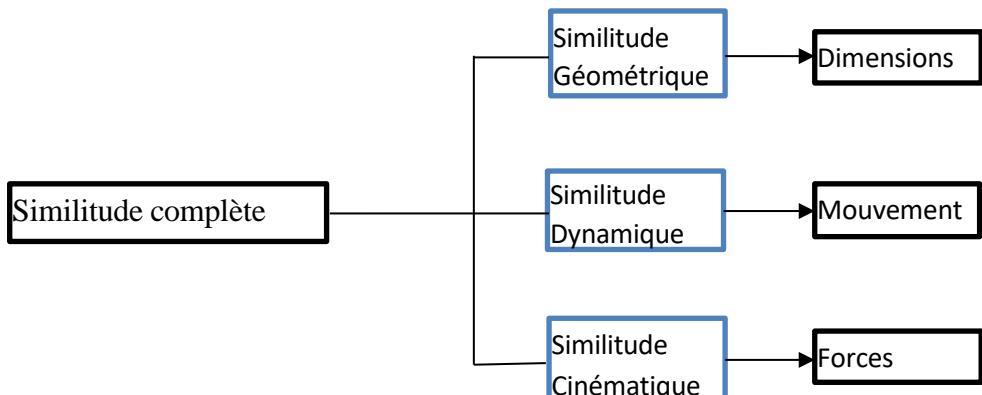


NB : Référant à pompes avec capacité d'aspiration de 7 mètres à température normale.

5. LOIS DE SIMILITUDE

Nous pouvons déterminer les performances d'une pompe à partir des performances d'une autre pompe sans procéder aux essais au laboratoire, si les deux pompes sont similaires avec des vitesses et des dimensions différentes. Aussi, nous pouvons choisir facilement la pompe demandée, en déterminant sa famille par les lois de similitude. On peut dire que la similitude permet le choix facile des pompes et économise les essais au laboratoire.

Pour garantir cette **similitude** il est nécessaire d'assurer à la fois les **similitudes** : géométrique, cinématique et dynamique.



Principe de similitude.

- **Similitude géométrique**

C'est une simulation concerne la géométrie de la **pompe** modèle et la **pompe** réelle, c'est une proportionnalité de toutes les dimensions homologues d'une roue réelle et d'une roue modèle... comme le diamètre extérieur de la roue D_2 , diamètre de l'œillard... $D_0, D_1, b_2, b_1, \dots$:

$$\frac{(D_0)_n}{(D_0)_x} = \frac{(D_1)_n}{(D_1)_x} = \frac{(D_2)_n}{(D_2)_x} = \frac{(b_1)_n}{(b_1)_x} = \frac{(b_2)_n}{(b_2)_x} = Cste$$

- **Similitude cinématique**

Elle signifie la **similitude** de triangle de vitesse construit pour les points homologues de la roue réelle et la roue modèle, $C_2, C_1, C_{2u}, C_{2r}, W_2, W_1, U_2, U_1 \dots$:

$$\frac{(C_1)_n}{(C_1)_x} = \frac{(C_2)_n}{(C_2)_x} = \frac{(C_{2u})_n}{(C_{2u})_x} = \frac{(C_{2m})_n}{(C_{2m})_x} = \frac{(W_2)_n}{(W_2)_x} = \frac{(U_2)_n}{(U_2)_x} = Cste$$

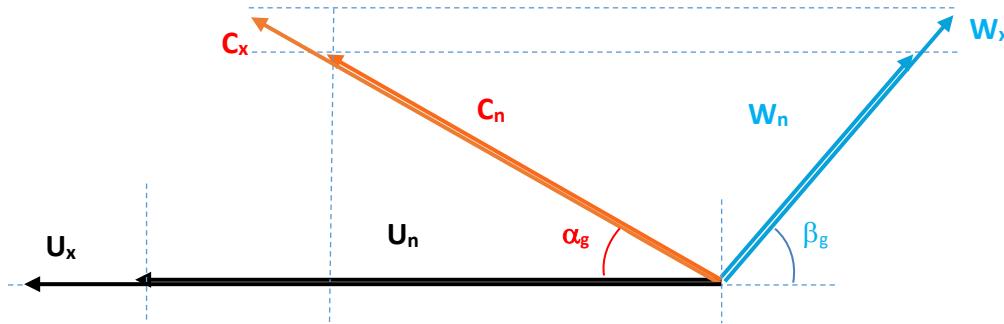


Figure.... Triangles des vitesses semblables

- **Similitude Dynamique**

Pour assurer la **similitude** dynamique il faut le nombre de REYNOLDS des courants liquides qui passe à travers les deux roues sont considérées égaux.

Considérons une **pompe** réel caractérisée par $H_r, Q_r, h_r, W_{ur}, D_{2r}, b_{2r}, C_{2ur}$ et un autre modèle semblable à la première qui a aussi $H_n, Q_n, h_n, W_{un}, D_{2n}, b_{2n}, C_{2un}$

Conditions de similitude

Pour que deux pompes soit similaires il faut que :

- ✓ Les triangles des vitesses des deux pompes soient semblables, α_g et β_g sont conservés.
- ✓ Le rapport des diamètres et des largeurs de sortie est une constante
- ✓ Les rendements aux points similaires sont conservés. $\left(\frac{(\eta)_n}{(\eta)_x} \right) = 1$

a) **Loi des hauteurs :**
$$\frac{(H)_n}{(H)_x} = \left(\frac{(n)_n}{(n)_x} \right)^2 \left(\frac{(D)_n}{(D)_x} \right)^2$$

b) **Loi des débits :**
$$\frac{(Q)_n}{(Q)_x} = \left(\frac{(b)_n}{(b)_x} \right) \left(\frac{(n)_n}{(n)_x} \right) \left(\frac{(D)_n}{(D)_x} \right)^2$$

c) **Loi des puissances :**
$$\frac{(\dot{W}_u)_n}{(\dot{W}_u)_x} = \left(\frac{(b)_n}{(b)_x} \right) \left(\frac{(n)_n}{(n)_x} \right)^3 \left(\frac{(D)_n}{(D)_x} \right)^4$$

