

Ch.4 - DYNAMIQUE DES FLUIDES VISQUEUX

Contenu

Dynamique des fluides visqueux (6h) : Régimes d'écoulements (Nombre de Reynolds). Pertes de charges. Etude de cas des installations avec et sans machines hydrauliques.

1. Introduction

Contrairement au théorème de Bernoulli pour les fluides parfaits, la pression d'un fluide réel (*visqueux*) diminue tout au long d'une canalisation dans laquelle il s'écoule, même si elle est horizontale et de section uniforme, elle diminue également après une variation de section ou de direction (coude, rétrécissement, vanne, clapet, ...).

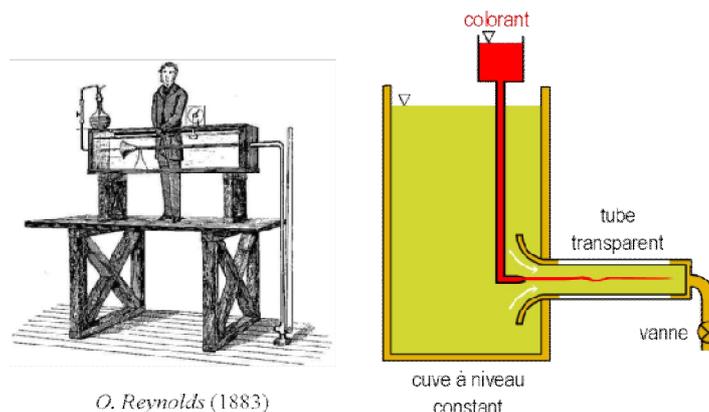
Un fluide réel (*visqueux*), en mouvement, subit des pertes d'énergie dues aux frottements contre les parois de la canalisation (pertes de charge *linéaires*) ou sur les « *accidents* » de parcours (pertes de charge *singulières*).

Ces pertes d'énergie caractérisent la résistance au déplacement du fluide et elles sont comptées négativement.

Le liquide réel présente un coefficient de viscosité non nul. Il apparaît donc des forces de frottement qui d'une part modifient l'écoulement, d'autre part consomment de l'énergie pour pouvoir être vaincues.

2. Différents types d'écoulements - Nombre de Reynolds

Les expériences réalisées par **Reynolds** (1883) lors de l'écoulement d'un fluide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : *laminaire et turbulent*.



O. Reynolds (1883)

cuve à niveau constant

Des études encore plus fines ont montré qu'il existe une subdivision entre *les écoulements turbulents lisses* et *les écoulements turbulents rugueux*.

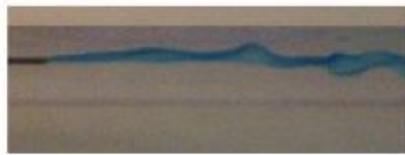
L'expérience de **Reynolds** consiste à faire immerger des particules colorées dont il est possible de filmer le mouvement, dans une veine fluide. La trajectoire d'une particule donne l'image d'un filet fluide :

⇒ Si les filets fluides sont des lignes régulières, sensiblement parallèles entre elles, l'écoulement est dit *laminaire*.

⇒ Si les filets fluides s'enchevêtrent, s'enroulent sur eux-mêmes, etc., l'écoulement est dit *turbulent*.



Régime laminaire



Régime transitoire



Régime turbulent

En utilisant des fluides de diverses viscosités, et en faisant varier les conditions expérimentales, Reynolds a montré en 1883, qu'il existait un paramètre **Re**, sans dimension, qui permet de classer ces différents comportements.

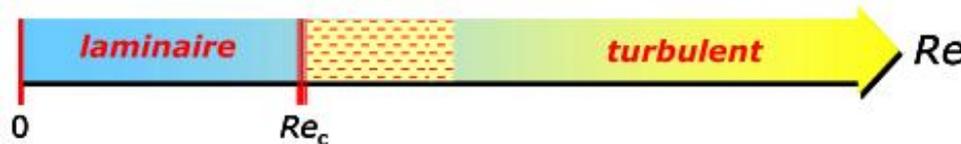
On le nomme nombre de Reynolds : $Re = \frac{\rho v D}{\mu}$ ou $Re = \frac{v D}{\nu}$

Avec : ρ = masse volumique du fluide,
 v = vitesse moyenne d'écoulement du fluide,
 D = diamètre de la conduite
 μ = viscosité dynamique du fluide (Pa.s),
 ν = viscosité cinématique: $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ (m²/s).

L'expérience montre que :

Si Re < 2000	le régime est LAMINAIRE
Si 2000 < Re < 3000	le régime est intermédiaire(transitoire)
Si Re > 3000	le régime est TURBULENT

Ces valeurs doivent être considérées comme des ordres de grandeur, le passage d'un type d'écoulement à un autre se fait progressivement.



3. Notion de perte de charge

3.1 Relation de Bernoulli

Le liquide réel présente un coefficient de viscosité non nul. Il apparaît des forces de frottement qui d'une part modifient l'écoulement, d'autre part consomment de l'énergie pour pouvoir être vaincues.

Si le fluide s'écoule entre deux sections S_1 et S_2 d'une conduite, le bilan des énergies mécaniques devient:

$$W_1 + E_{p1} + E_{c1} = W_2 + E_{p2} + E_{c2} + E_f$$

où E_f représente l'énergie perdue par frottements visqueux au sein du fluide et contre les parois.

Lors d'un écoulement de fluide réel, il se produit du frottement entre deux couches voisines ou entre le fluide et paroi du conduit. Ces frottements engendrent des pertes d'énergie. La relation de Bernoulli en termes de pression, s'écrit sous la forme :

$$p_1 + \rho g z_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} = p_2 + \rho g z_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} + \Delta p_{12}$$

Δp_{12} : quantité positive, unité (Pa), c'est l'énergie perdue entre les sections 1 et 2.

Δp_{12} : pertes de charge

$$\Delta p_{12} = \left(p_1 + \rho g z_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} \right) - \left(p_2 + \rho g z_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} \right)$$

$$\Delta p_{12} = \text{Charge du fluide en 1} - \text{charge du fluide en 2}$$

3.2 Pertes de charge régulières (linéaires)

C'est la perte d'énergie d'un fluide qui s'écoule dans une conduite rectiligne de section constante. Cette perte est causée par le frottement intérieur qui se produit dans les liquides; elle se rencontre dans les tuyaux **lisses** aussi bien que dans les tuyaux **rugueux**.

Elle est proportionnelle à la longueur L de la conduite et elle est plus importante pour un écoulement turbulent que pour un écoulement laminaire.

Entre deux points (1) et (2) séparés par une longueur L , dans un tuyau de diamètre D apparaît une perte d'énergie exprimée par l'une ou l'autre des formes suivantes :

En termes d'énergie :

$$J_{12} = \lambda \frac{V^2 L}{2 D}$$

ou en termes de pression :

$$\Delta p = \lambda \frac{\rho V^2 L}{2 D}$$

ou en termes de pression :

$$\Delta H = \lambda \frac{V^2 L}{2 g D}$$

Avec J_{12} : la perte d'énergie exprimée en $[J/kg]$

Δp : la différence de pression due aux pertes dans la conduite exprimée en $[Pa]$.

ΔH : la perte de charge exprimée en mètres de colonne de fluide $[mCF]$.

λ est un coefficient sans dimension appelé **coefficient de perte de charge linéaire**.

Le calcul des pertes de charge repose entièrement sur la détermination de ce coefficient λ qui dépend de la nature de l'écoulement et donc du nombre de Reynolds Re :

- En régime d'écoulement laminaire : $Re \leq 2000$

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad : \quad \text{loi de Poiseuille}$$

- En régime d'écoulement turbulent lisse : $2000 < Re \leq 10^5$

$$\lambda = (100 Re)^{-0,25} = 0,316 Re^{-0,25} \quad : \quad \text{loi de Blasius}$$

- En régime d'écoulement turbulent rugueux (hydrauliquement rugueux) : $Re > 10^5$

$$\lambda = 0,79 \sqrt{\frac{\varepsilon}{D}} \quad : \quad \text{loi de Blench}$$

Avec :

ε : rugosité conventionnelle (en mm),

D : diamètre intérieur de la conduite (en mm).

3.3 Pertes de charge singulières

Lorsque la conduite subit des variations de section ou de direction, il se produit des pertes de charge dites **singulières**, elles sont généralement mesurables et font partie des caractéristiques de l'installation.

Elles apparaissent dans les singularités du type:

- Evasement brusque .
- Rétrécissement brusque.

- Coude, vanne, clapet,...

On les exprime par :

$$J_{s_i} = \xi \frac{V^2}{2} \text{ (en J/Kg)}$$

ou
$$\Delta p = \xi \frac{\rho V^2}{2} \text{ (en Pa)}$$

ou
$$\Delta H = \xi \frac{V^2}{2g} \text{ (en mCF)}$$

Où $i = 1,2,3 \dots$ indice de l'accident de forme de la conduite.

ξ : est un coefficient sans dimensions qui dépend de la nature et de la géométrie de

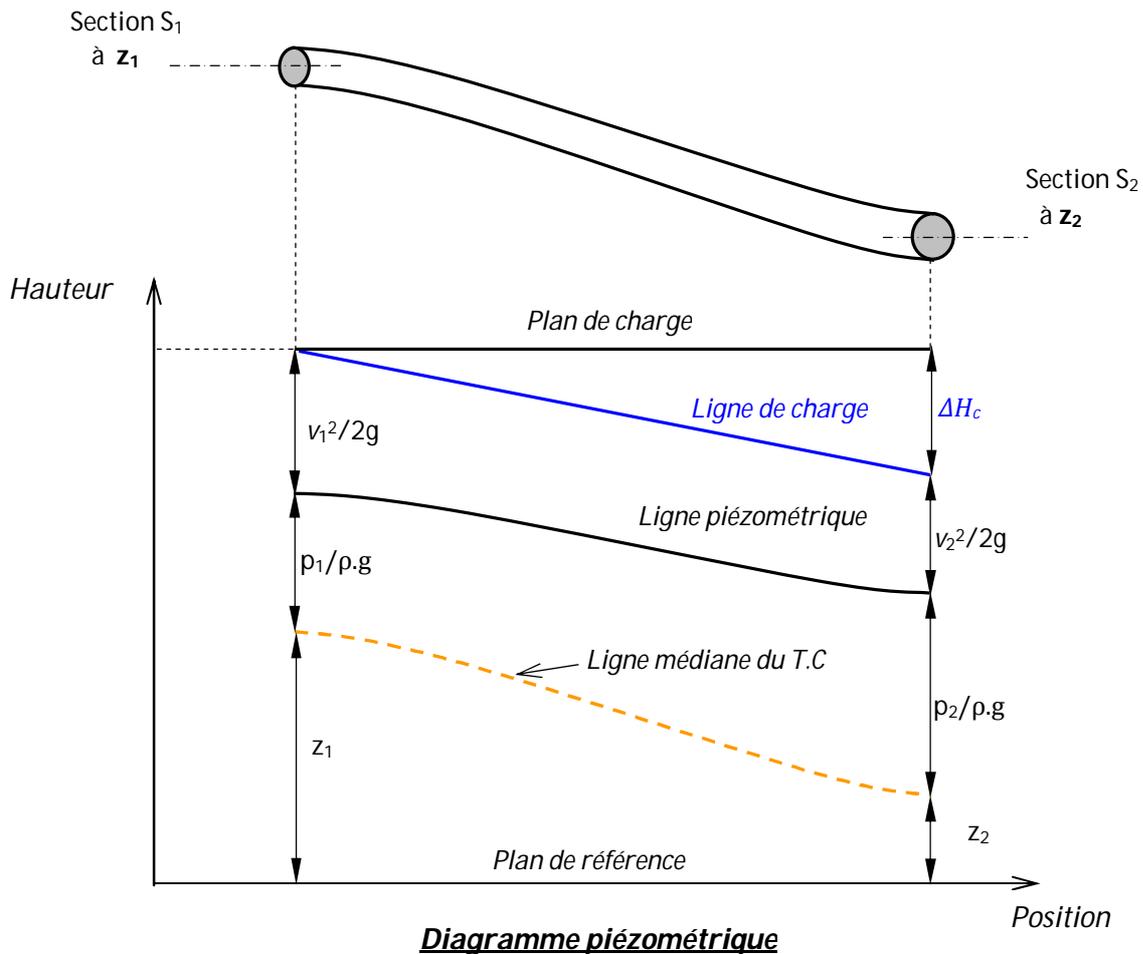
"l'accident" de forme ; *exemple* : coude à angle droit : $\xi = 1$

v : étant la vitesse la plus grande du fluide dans "l'accident" de forme.

3.4 Pertes de charge totales

Lors d'un écoulement dans une conduite hydraulique, les pertes de charge totales (chute de pression Δp_c) sont la somme des deux types de pertes de charge régulières (linéaires) et singulières.

$$\Delta p_c = \Delta p_{Lin.} + \Delta p_{Sing.}$$



4. Théorème de Bernoulli généralisé:

Lors d'un écoulement d'un fluide réel entre les points (1) et (2), il peut y avoir des échanges d'énergie entre ce fluide et le milieu extérieur :

- ⇒ par **travail** à travers une machine, pompe ou turbine ;
- ⇒ par **pertes de charge linéaires et singulières** ;

- **Ecoulement à travers des machines**

On envisage ici la présence d'une machine hydraulique sur les parcours du fluide entre deux sections S_1 et S_2 .

Les deux types de machines qu'on peut rencontrer sont les **POMPES** et les **TURBINES**.

Les **pompes** sont des **générateurs** d'énergie mécanique, alors que les **turbines** sont des **récepteurs** d'énergie mécanique.

La pompe **fournit de l'énergie mécanique** au fluide sous l'action d'une différence de pression Δp_p entre son entrée et sa sortie.

La turbine au contraire transforme une partie de l'énergie hydraulique véhiculée par le fluide en énergie mécanique : ce **prélèvement d'énergie** se traduit par **une chute de pression** Δp_T à la traversée de la machine.

L'énergie mécanique $\Delta E_{MACHINE}$ amenée par la machine est :

- Comptée **POSITIVEMENT** pour les **POMPES**
- Comptée **NEGATIVEMENT** pour les **TURBINES**

Le théorème de Bernoulli s'écrit alors sous la forme générale :

$$\frac{1}{2}\rho(v_2^2 - v_1^2) + \rho g(z_2 - z_1) + (p_2 - p_1) = \frac{\sum P_n}{q_v} + \Delta p_T$$

Avec :

$\sum P_n$: la somme des puissances échangées entre le fluide et le milieu extérieur, à travers les machines placées entre (1) et (2) :

- $P_n > 0$: si le fluide reçoit de l'énergie de la machine (ex. pompe),
- $P_n < 0$: si le fluide fournit de l'énergie à la machine (ex. turbine),
- $P_n = 0$: s'il n'y a pas de machine entre (1) et (2).

Δp_c : la somme des pertes de charge linéaires et singulières entre (1) et (2).

5. Puissance d'une machine hydraulique

La puissance hydraulique d'une machine (motrice ou réceptrice) échangée avec un fluide s'exprime par:

$$P_h = W_{12} \frac{dm}{dt} = W_{12} \cdot q_m$$

q_m : représente le débit massique de l'écoulement en (kg/s),
 P_h : s'exprime en watts (W) et W_{12} en (J/kg).

6. Notion de rendement.

Pour une machine réceptrice (turbine): $P_m < P_h$

on pose alors $P_m = \eta_t P_h$, et $\eta_t = \frac{P_m}{P_h}$: rendement de la turbine

Pour une machine motrice (pompe): $P_m > P_h$

on pose alors $P_h = \eta_p P_m$, et $\eta_p = \frac{P_h}{P_m}$: rendement de la pompe

Avec :

P_m : puissance mécanique en [W]

P_h : puissance hydraulique en [W]

Application: