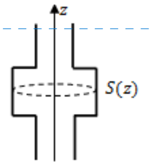
Chapitre 3 : Thermodynamique des fluides en écoulement stationnaire

I- Notion de débit massique *(document cours)*

Le débit massique $D_m (en\, kg.s^{-1})$ à travers une section S exprime la masse de fluide qui traverse S par unité de temps. Si une masse δm traverse S pendant dt alors $D_m = \frac{\delta m}{dt}$.



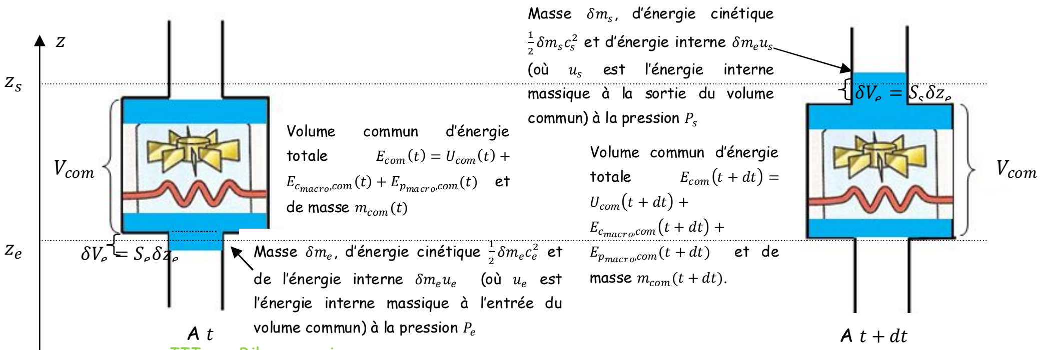
II- Position du problème

Nous allons étudier les écoulements avec les hypothèses suivantes :

Hypothèse 1	Dans chaque volume de section $S(z)$ d'épaisseur dz de la conduite, on suppose les grandeurs physiques uniformes	On parle du champ des températures $T(z,t)$, des pressions $P(z,t)$, des masses volumiques $\rho(z,t)$… uniforme sur chaque tranche dz
Hypothèse 2	L'écoulement est stationnaire.	Les champs ne dépendent pas du temps : $T(z), P(z), \rho(z),$..

Nous allons étudier le système fermé de masse m ci-dessous entre les instants t et $t+dt$:

- A t, la masse m se répartit sur le volume commun V_{com} $(m_{com}(t))$ et sur le volume δV_e de côte z_e (δm_e)
- A $t+dt$, la masse m se répartit sur le volume V_{com} $(m_{com}(t+dt))$ et sur le volume δV_s de côte z_s (δm_s)



III- Bilan massique

Le système étudié étant fermé, on a donc : $m_{com}(t) + \delta m_e = m_{com}(t+dt) + \delta m_s$

Avec l'hypothèse 2 : $m_{com}(t) = m_{com}(t+dt)$ et $\delta m_e = \delta m_s = \delta m$

L'hypothèse d'un écoulement stationnaire assure la conservation du débit massique en tout point de la canalisation $D_m = \frac{\delta m_e}{dt} = \frac{\delta m_s}{dt} = \frac{\delta m}{dt}$.

IV- Bilan énergétique

Examinons le travail des forces de pression en traitant séparément le travail des forces de pression en amont et en avale :

- En amont le système est sous la pression P_e est : $\delta W_e = P_e S_e \overrightarrow{u_z} \delta z_e \overrightarrow{u_z} = P_e \delta V_e = P_e \delta m \times v_e$ où v_e est le volume massique du fluide qui rentre dans V_{com} pendant l'intervalle de temps dt.
- En aval le système est sous la pression P_s est : $\delta W_s = P_s S_s(-\overrightarrow{u_z})\delta z_s \overrightarrow{u_z} = -P_s \delta V_s = -P_s \delta m v_s$ où v_s est le volume massique du fluide qui sort de V_{com} pendant l'intervalle de temps dt.

Soit W_i le travail, appelé travail indiqué ou utile, mis en jeu par les parties mobiles de la machine éventuellement rencontrée par le fluide : compresseur, turbine, pompe…

Commenté [A1]: **Problématique :**
Peut-on convertir de l'énergie cinétique macroscopique en l'énergie interne ?
Expérience :
Souffler avec sa bouche en pinçant les lèvres…et observer la diminution de température

Commenté [A2]: Nous reviendrons plus en profondeur sur cette notion en mécanique des fluides.
A noter que la notation δm est préférable à dm car il ne s'agit pas d'une différentielle de la fonction $m(M,t)$.
Ici $\delta m > 0$, nous préfèrerons une notation algébrique en mécanique des fluides lors de bilan sur des systèmes ouverts

Commenté [A4]: Il s'agit d'une approche analogue à celle du magnétisme de 1e année

Commenté [A3]: Il s'agit souvent d'une valeur moyenne. Dans le cas de la vitesse d'écoulement on peut se référer à la vitesse débitante $v = \frac{1}{S}\iint \vec{v}(M).d\vec{S}$

Commenté [A5]: Ne pas oublier que nos connaissances actuelles n'engagent que des systèmes fermés dont la masse est constante

Commenté [A6]: A priori, le fluide peut se dilater ou être compressible et $\delta V_e \neq \delta V_s$.

Commenté [A7]: Il s'agit d'un bilan massique global ou macroscopique. Nous ferons un bilan local en mécanique des fluides.

Commenté [A8]: . Il est plus prudent de revenir à la notion de travail de force car ce travail d'admission et de refoulement existe aussi pour les fluides incompressibles !

Commenté [A9]: On peut :
-Supposer que l'écoulement en amont et en aval est adiabatique et mécaniquement réversible soit $P = P_{ext}$
-Ou supposer qu'il n'y a pas de discontinuité de la pression entre deux tranches voisines du fluide.

Commenté [A10]: Ce travail est logiquement négatif car le fluide est « contrarié » par la pression P_s en sortant du volume commun

Le transfert thermique δQ à considérer est typiquement celui échangé avec les machines rencontrées par le fluide (chaudière, condenseur, évaporateur…)

Appliquons le premier principe à notre système fermé entre t et $t+dt)$:

$$dU + dE_{c,macro} + dE_{p,macro} = \delta W_e + \delta W_s + \delta W_i + \delta Q$$

$$\left(U_{com}(t+dt) + \delta m u_s\right) - \left(\left(U_{com}(t) + \delta m u_e\right)\right) + \left(E_{c_{mac},com}(t+dt) + \frac{\delta m c_s^2}{2}\right) - \left(E_{c_{mac},com}(t) + \frac{\delta m c_e^2}{2}\right) + \left(E_{p_{mac},com}(t+dt) + \delta m g z_s\right) - \left(E_{p_{mac},com}(t) + \delta m g z_e\right) = P_e \delta m v_e - P_s \delta m v_s + \delta W_i + \delta Q$$

Soit, d'après l'hypothèse 2 : $\delta m\left((u_s + P_s v_s) - (u_e + P_e v_e) + \frac{c_s^2}{2} - \frac{c_e^2}{2} + g z_s - g z_e\right) = \delta W_i + \delta Q$

En notant Δ_s les variations spatiales (amont-aval) : $\delta m(\Delta_s h + \Delta_s e_c + \Delta_s e_p) = \delta Q + \delta W_i$

Le 1e principe des systèmes en écoulement en régime stationnaire ($\Delta \equiv \Delta_s$) s'écrit :

- $(\Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p) = q + w_i$ en introduisant la chaleur massique q et le travail massique indiqué w_i

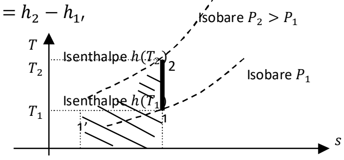
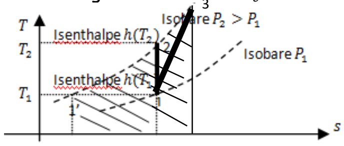
- $D_m(\Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p) = P_Q + P_i$ en introduisant les puissances thermique P_Q et utile P_i fournies par les machines du volume commun.

V- Bilan entropique

Appliquons le second principe au système fermé : $dS = \delta m \Delta_s s = \delta m \Delta s = \delta S_e + \delta S_c$

Le 2nd principe des systèmes ouverts en régime stationnaire ($\Delta \equiv \Delta_s$) s'écrit : $\Delta s = s_e + s_c$

Exemple :

Compresseur étudié sans viscosité du fluide	Compresseur avec fluide réel
Les compressions seront souvent considérées comme adiabatiques $(\delta s_e = 0)$ et avec $\Delta e_c \approx \Delta e_p \ll \Delta h$ Si on néglige les effets visqueux et que l'on suppose l'écoulement mécaniquement réversible alors : - D'après le 2nd principe : $\delta s_c = 0$ et donc $ds = 0$. - D'après e 1e principe : $dh = \delta w_i$ Avec un fluide gaz parfait passant de P_1 à P_2 : $\Delta h(T) = h_2 - h_1 = h_2 - h_{1'}$  $h_2 - h_{1'}$ est donné en analysant un chemin isobare 1'-2 : $h_2 - h_1 = h_2 - h_{1'} = \int_{1'}^{2} Tds + vdP = \int_{1'}^{2} Tds$ $w_i \equiv Aire\ hachurée$	La compression reste adiabatique mais la prise en compte de la viscosité va induire un travail indiqué plus important pour comprimer le gaz avec un échauffement du gaz : état 3 $\Delta s = s_c > 0$  $\Delta h = w_i = h_3 - h_1$ Pour un gaz parfait : $h_3 - h_1 = h_3 - h_{1'} = \int_{1'}^{3} Tds = w_i \equiv Aire\ hachurée$ La viscosité du fluide est responsable d'un travail w_f qui se traduit par un échauffement du gaz.

Commenté [A11]: Nous sommes à présent sur des variations spatiales. Avec le régime stationnaire cette variation spatiale est aussi celle d' 1kg de fluide entre l'entrée et la sortie du volume commun : on peut se ramener à un bilan temporelle d'un kilogramme de fluide entre l'entrée et la sortie.

Commenté [A12]:
Ordres de grandeur : Considérons un agent thermique (gaz ou liquide) s'écoulant dans une machine thermodynamique (réfrigérateur ou PAC) pour laquelle : $z_{max} \approx 1m, c_{max} \approx 1m/s, \Delta T \approx 10K$.
On a alors $\Delta_s e_p = g\Delta_s z \approx 10J.kg^{-1}, \Delta_s e_c \approx \frac{\Delta_s c^2}{2} \approx 0{,}5J.kg^{-1}, \Delta_s h = c_p \Delta T \approx 10^3 \times 10 = 10^4 J.kg^{-1}$
Pour les dispositifs industriels couramment rencontrés : $\Delta_s h \approx q + w_i$

Les canalisations présentent souvent des sections dont les dimensions sont identiques en amont et aval du volume commun. Avec l'hypothèse d'incompressibilité $\Delta e_c \approx 0$

Attention, le cas d'une tuyère pour laquelle la géométrie permet une accélération importante du fluide et $\Delta e_c \neq 0$

Commenté [AM13]: 1e pp des systèmes ouverts ou 1e pp des systèmes fermés ?

Dans le cas où l'on suit une masse de fluide sur tout un cycle, le 1e pp des systèmes fermés est tout à fait indiqué.

En revanche, dans le cas où l'on souhaite analyser l'effet de chaque organe sur un fluide qui est en écoulement, il est nécessaire d'appliquer le 1e pp des systèmes ouverts

Commenté [A14]: Dans le cas d'un écoulement simple (sans machine) : $\Delta_s s = s_c \geq 0$
Le second principe imposera un sens d'écoulement.
Dans le cas d'un fluide incompressible, on démontre que $T\delta s_c = \delta w_f$ où δw_f est le travail massique des forces de frottement.

Si on néglige l'effet des forces visqueuses pour une transformation adiabatique alors $\Delta_s s = 0$ et alors $dh = vdP$. Pour une canalisation horizontale, de section constante, d'un écoulement stationnaire et incompressible : $dh = 0$ et donc $dP = 0$…ce qui signifie que l'écoulement est inertiel car supposé parfait.