

PGE - GIE2 - UEF ENGA
Module Turbomachines à écoulement incompressible

Florent Ravelet¹

Laboratoire d'Ingénierie des Fluides et des Systèmes Energétiques

¹Arts et Métiers - Sciences et Technologies

28 septembre 2021



LIFSE





Notions générales sur les turbomachines : résumé § 1



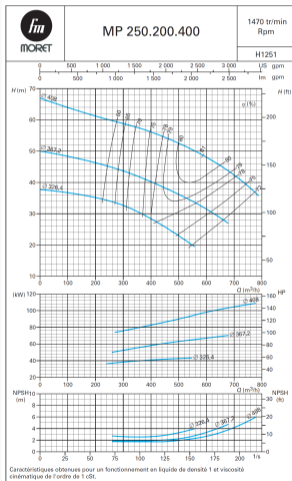
But d'une turbomachine à fluide : réaliser un échange d'énergie entre un fluide et un dispositif mécanique. Le transfert peut s'effectuer :

- dispositif mécanique vers fluide \Rightarrow **machine génératrice** (pompes, ventilateurs, soufflantes et compresseurs...)
- fluide vers partie mécanique \Rightarrow **machine réceptrice ou motrice** (moteurs hydrauliques, turbines hydrauliques ou à gaz, roulette du dentiste, éoliennes...)

Convention thermodynamique : *point de vue du fluide, i.e. $E > 0$ si fournie au fluide.*

- Variation état thermodynamique (pression, température, enthalpie massique, masse volumique, ...).
- Modèle de comportement du fluide :
 - Liquides, gaz en écoulement à faible vitesse par rapport à la vitesse du son : **écoulement incompressible**;
 - Gaz subissant de grandes détente ou compressions, en écoulement rapide : **écoulement compressible**.

Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge (**machine génératrice** en **écoulement incompressible**).



- **Energie mécanique totale** du fluide (déf. par unité de masse) :

$$e_{mech} = \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2}u^2 + gz \quad (\text{J.kg}^{-1})$$

- Pour l'hydraulique : *charge hydraulique* \mathcal{H}

$$\mathcal{H} = \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} + z \quad (\text{J.N}^{-1} \text{ ou m.c.e})$$

- $HMT_{pump} = (e_{mech}^{out} - e_{mech}^{in})$
- $HMT_{pump} = f(Q_v)$ pour un fluide donné, à vitesse de rotation donnée;
- Puissance sur arbre $P_a = f(Q_v)$;
- rendement global :

$$\eta_g = \frac{\rho g HMT_{pump} \times Q_v}{P_a}$$

- $NPSH = f(Q_v)$: charge hydraulique totale minimale pour ne pas caviter.



**Paramètres dimensionnants,
éléments constitutifs d'une
turbomachine, similitude :
résumé § 2**



Etage élémentaire, paramètres adimensionnels

- Etage de compression :
 - Partie active mobile, **rotor** : roue avec n_r aubes (pales ou encore ailettes) (M).
 - Partie fixe, **stator** : diffuseur avec n_f ailettes (F) et volute (V).
- La courbe caractéristique d'une machine peut s'exprimer sous forme adimensionnelle :

$$\Psi = f(\Phi, \mathcal{R}, \text{geom})$$

Avec :

- $\Psi = \frac{\Delta p_t}{\rho R_e^2 \omega^2}$ le coefficient de pression,
- $\Phi = \frac{Q_V}{R_e^3 \omega}$ le coefficient de débit,
- $\mathcal{R} = \frac{\rho R_e^2 \omega}{\mu}$ le nombre de Reynolds.



Vitesse spécifique et rayon spécifique

- On définit :
 - la vitesse spécifique :

$$\Omega = \frac{\omega Q_v^{1/2}}{\left(\frac{\Delta p_t}{\rho}\right)^{3/4}}$$

- le rayon spécifique :

$$\Lambda = \frac{R_e \left(\frac{\Delta p_t}{\rho}\right)^{1/4}}{Q_v^{1/2}}$$

- $\Omega \lesssim 1$: machine centrifuge,
- $\Omega \gtrsim 3$: machine axiale,
- Corrélation empirique sur le couple Ω ; Λ optimal (diagramme de Cordier).



Conclusions

- Les pompes axiales, mixtes ou hélico-centrifuges et centrifuges ne répondent pas au même besoin relatif en termes de débit/pression.
- A partir d'un cahier des charges, la vitesse spécifique Ω oriente vers un premier type de pompe.
- A partir d'un cahier des charges, le diagramme de Cordier oriente vers une dimension optimale.
- Si une pompe existante ne convient pas exactement, on peut modifier son point de fonctionnement optimal par similitude en vitesse angulaire ou par similitude géométrique.
- Elles ont des comportements caractéristiques différents (pente des courbes) : Ce ne sont pas les mêmes forces qui dominent l'échange d'énergie dans les machines centrifuges et axiales.



**Cinématique des écoulements,
Mécanisme de la compression,
Théorème d'Euler des
turbomachines : résumé § 3**



Décomposition bidimensionnelle de la géométrie et cinématique de l'écoulement

- Système de coordonnées cylindrique r, θ, z . Décomposition en deux « vues » :
 - Vue « méridienne » : Plan $r ; z$ et coordonnée méridienne $dm = \sqrt{dr^2 + dz^2}$
 - Vue « aube-à-aube sur nappe de courant » :
 - surface $r\theta ; m$ (machine axiale)
 - transfo conforme $\eta = \int_0^m \frac{1}{r} dm$ et θ (machines mixtes)
- Vitesse absolue \vec{C} , vitesse d'entraînement $\vec{U} = r\omega\vec{e}_\theta$, vitesse relative \vec{W} :
 - Composition des vitesses $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$
 - décomposée en vitesse méridienne débitante $C_m = \sqrt{C_r^2 + C_z^2}\vec{e}_m$ et vitesse giratoire $C_\theta\vec{e}_\theta$
 - Angle absolu d'écoulement $\alpha = \arctan\left(\frac{C_\theta}{C_m}\right)$
 - Angle d'écoulement relatif $\beta = \arctan\left(\frac{W_\theta}{W_m}\right) = \arctan\left(\frac{W_\theta}{C_m}\right)$



Fonctionnement des grilles d'aubes

1. Grille d'aubes fixe :
 - Pas d'apport d'énergie.
 - C'est un transformateur d'énergie : Energie de vitesse (cinétique) en énergie de pression.
 - Redresseur ou stator.
2. Grille d'aubes mobile :
 - Fournit de l'énergie au fluide.
 - C'est un transformateur d'énergie : Energie mécanique en énergie de vitesse. (cinétique) et en énergie de pression.
 - Rotor
3. Théorème d'Euler des turbomachines (lien entre cinématique de l'écoulement et travail échangé par unité de masse w_m sur la roue) :

$$w_m = \Delta_{in}^{out} (UC_\theta) \quad (1)$$



Etude du fonctionnement de la roue d'une pompe centrifuge : résumé § 4

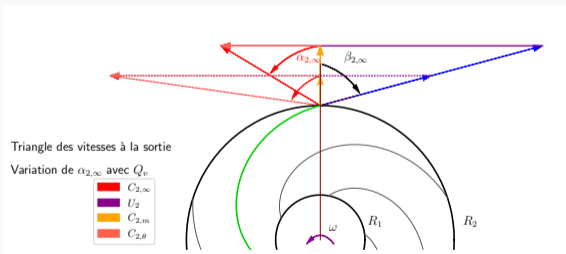


Triangle des vitesses en sortie

- o Théorème d'Euler des turbomachines (en fluide parfait, en nombre d'aubages infini, sans pré-rotation) :

$$w_{m, \infty} = gHMT_{th, \infty} = R_2 \omega \left(R_2 \omega - \frac{Q_v}{2\pi R_2 b_2} \tan(\beta_{2, \infty}) \right) \quad (2)$$

- o Si Q_v diminue $\rightarrow C_{\theta, 2, \infty}$ augmente. A débit nul, $gHMT_{th, \infty}(0) = (R_2 \omega)^2$.
- o Si Q_v augmente $\rightarrow C_{\theta, 2, \infty}$ diminue. Débit maximum théorique tel que $HMT = 0$.





Correction hypothèse d'Euler en sortie

- Le fluide ne sort pas avec l'angle d'aubage, il y a un « glissement » :

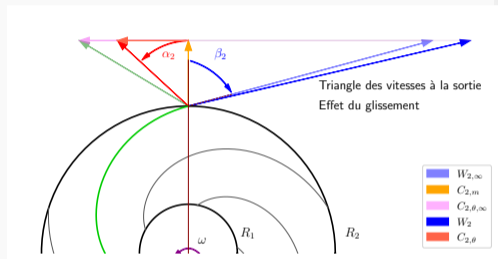
$$\begin{aligned} \beta_2 &\geq \beta_{2,\infty} \\ C_{\theta,2} &\leq C_{\theta,2,\infty} \\ w_m &\leq w_{m,\infty} \end{aligned}$$

- L'écart est de l'ordre de 5° à 10° .
- Modélisation : coefficient de glissement μ défini par

$$\mu = \frac{C_{\theta,2}}{C_{\theta,2,\infty}}$$

- Il existe de multiples corrélations empiriques pour μ . On utilisera en TD la corrélation de Pfeleiderer (avec Z le nombre d'aubages) :

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1.2 (1 + \cos(\beta_{2,\infty}))}{Z \left(1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2\right)}}$$



- On remarque que $0 \leq \mu \leq 1$.
- Si Z augmente, $\mu \rightarrow 1$ (en nombre d'aubage infini $\beta_2 = \beta_{2,\infty}$).
- La corrélation pour μ n'est valable qu'à $Q_{V,a}$.
- On observe que le travail massique sur la roue ($w_m = U_2 C_{\theta,2}$) en fonction de Q_V est en première approximation parallèle à la droite (c.f. éq. 2 planche 13) $w_{m,\infty} = f(Q_V)$.



Pertes et rendement

- Le fluide n'est pas parfait, il y a des « pertes hydrauliques » :
 - par désadaptation (en $(Q_v - Q_{v,a})^2$);
 - par frottement, changement de direction et de section (en Q_v^2);
 - Soit au total des pertes hydrauliques $\Delta h \propto (K_{fds}) Q_v^2 + K_a (Q_v - Q_{v,a})^2$.

Rendement hydraulique η_h :

$$\eta_h = \frac{HMT_{real}}{HMT_{th}} = \frac{HMT_{th} - \Delta h}{HMT_{th}} = \frac{w_m - g\Delta h}{w_m}$$

- Il y a des recirculations internes dans les jeux :
 - Débit « de fuite » Q_f , débit pompé Q_v et donc débit dans la roue : $Q_v + Q_f$.
 - La roue travaille « pour rien » avec $Q_v + Q_f$.

Rendement volumétrique η_v :

$$\eta_v = \frac{\rho Q_v w_m}{\rho (Q_v + Q_f) w_m} = \frac{Q_v}{Q_v + Q_f}$$

- Pertes mécaniques $\delta \mathcal{P}_m$ entre puissance injectée sur l'arbre \mathcal{P} et puissance transmise par la roue :
Rendement mécanique η_m :

$$\eta_m = \frac{\mathcal{P}_a - \delta \mathcal{P}_m}{\mathcal{P}_a} = \frac{\rho (Q_v + Q_f) w_m}{\mathcal{P}_a}$$

- Rendement global :

$$\eta_g = \frac{\rho g HMT_{real} Q_v}{\mathcal{P}_a} = \eta_h \eta_v \eta_m$$



Conclusions (sans pré-rotation)

- L'entrée de la roue :
 - fixe le débit d'adaptation $Q_{v,a}$;
- La sortie de la roue :
 - génère la hauteur manométrique totale due à la roue ;
- Après la roue centrifuge la volute récupère et redresse l'écoulement, tout en convertissant une partie de l'énergie cinétique en pression.
- Il existe de multiples sources de dissipation d'énergie mécanique entre l'arbre et la sortie de la pompe, intégrées dans le rendement global.



Cavitation dans les turbomachines hydrauliques



Définition de la cavitation

- La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur p_v ($p_v \simeq 1700$ Pa pour l'eau à 15°C, $p_v \simeq 2300$ Pa pour l'eau à 20°C et $p_v \simeq 3200$ Pa pour l'eau à 25°C).
- Formation au sein de l'écoulement de bulles, poches, tourbillons ou torches de vapeur.
- Dans les pompes, ces structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de roue et sont transportées dans les zones à plus haute pression.
- Paramètre de contrôle : le « *NPSH* disponible à l'entrée », ou le $NPSP_d^i$ en entrée (écart entre pression totale en entrée de machine et pression de vapeur), ou sous forme adimensionnelle σ_c :

$$NPSP_d = \left(p_{inlet} + \frac{1}{2} \rho C_{inlet}^2 \right) - p_v$$

$$\sigma_c = \frac{NPSP_d}{\frac{1}{2} \rho U^2}$$

- Sous l'action du gradient de pression, elles implosent dès que la pression locale dans l'écoulement redevient supérieure à la pression de vapeur. Ces implosions produisent des micro-jets et des surpressions (onde de choc) qui peuvent atteindre plusieurs centaines, voire milliers de bars.



Calcul du $NPSP_d$

Reprenons le problème présenté en introduction qui a servi à illustrer l'adaptation pompe/circuit :

- La surface libre du premier réservoir est à la pression absolue $p_0 = 1 \text{ bar}$.
- Le tuyau d'aspiration a un diamètre de 100 mm, un coefficient de « perte de charge régulière » $\lambda = 0.03$, et une longueur équivalente de 36 m. La hauteur géométrique à l'aspiration est $h_{ga} = 3 \text{ m}$.
- Le système fonctionne à un débit $q = 15 \text{ l/s}$ avec de l'eau à 20°C .

Quel est le $NPSP_d$?

- Bernoulli généralisé entre 0 (le réservoir) et a (aspiration) :

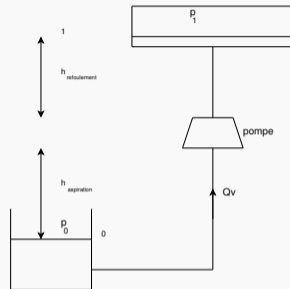
$$p_0 = p_a + \rho g h_{ga} + \rho \frac{8q^2}{\pi^2 D^4} + \lambda L_{eq} \rho \frac{8}{\pi^2 D^5} q^2$$
$$p_a \simeq 49000 \text{ Pa}$$

- Définition du $NPSP_d$:

$$NPSP_d = \left(p_a + \rho \frac{8q^2}{\pi^2 D^4} \right) - p_v$$

$$NPSP_d \simeq 48500 \text{ Pa}$$

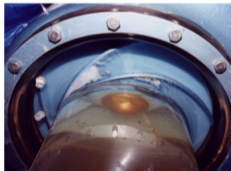
$$NPSH_d = \frac{NPSP_d}{\rho g} \simeq 4.95 \text{ m.c.e}$$





Figures de cavitation

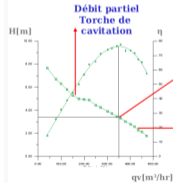
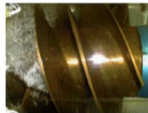
Pompe centrifuge
ns 32



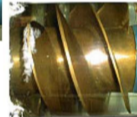
Cavitation non-axisymétrique



Figures de cavitation



Inducteur LEMFI



Débit Nominal
Cavitation
d'aubage

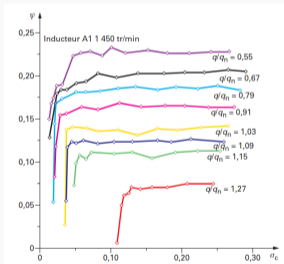
Sur-débit
Blocage cavitant





Conséquences de la cavitation

- Chute des performances
- Erosion
- Instabilités, vibrations
- Bruit dû à l'implosion de microbulles : crépitement



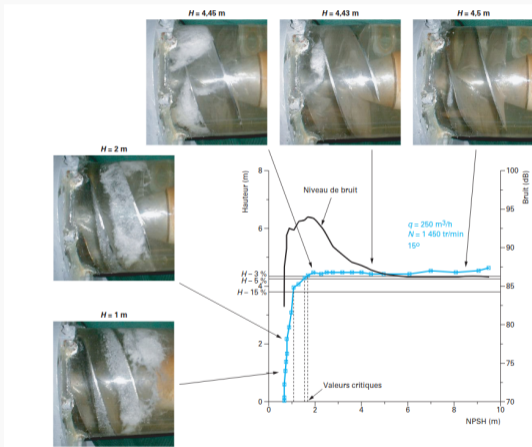
A débit constant et ω constant, la HMT chute à basse pression d'entrée (petit σ).



Les implosions répétées des poches de cavitation altèrent progressivement la structure cristalline du matériau et peuvent détruire très rapidement les aubes de la roue : c'est le phénomène d'érosion par cavitation.



Chute des performances et augmentation du bruit

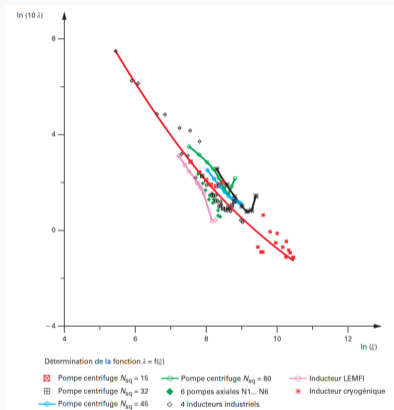
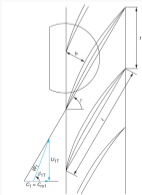


Evaluation du $NPSP_r$

- On définit le $NPSP_r$ requis comme la valeur entraînant une chute de HMT de 3%. C'est la valeur tracée en planche 3.
- On peut le modéliser avec C_1 la vitesse débitante en entrée, W_c la vitesse débitante dans le col de largeur h et λ un coefficient de « dépression dynamique » :

$$NPSP_r = \frac{1}{2} \rho C_1^2 + \lambda \left(\frac{1}{2} \rho W_c^2 \right)$$

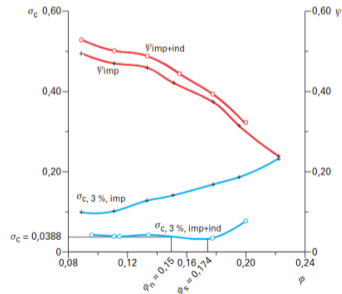
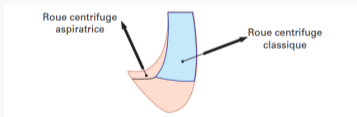
- Ce coefficient λ dépend de l'incidence, de l'épaisseur et de la cambrure des aubes. On le corrèle à la vitesse réduite $\xi = (Re Fr)^{1/2}$ avec $Re = \frac{W_c l}{\nu}$ un nombre de Reynolds et $Fr = \frac{W_c}{\sqrt{g l}}$ un nombre de Froude.





Que faire pour pallier à un problème de cavitation ?

- Il y a cavitation si $NPSP_r \geq NPSP_d$.
- On peut :
 - Diminuer le $NPSP_r$ en redessinant la machine (voir ci-dessous), avec des sections d'entrée plus importantes ou des vitesses de rotation plus faibles.
 - Augmenter le $NPSP_d$ en plaçant en amont de la pompe une machine pour augmenter la pression, tout en résistant à la cavitation : un *inducteur* (voir ci-contre).





Exemples d'inducteurs



15° Gros moyeu

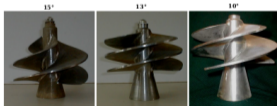
15° moyeu conique

15° Petit moyeu

Influence de la
forme du
moyeu



Influence de
l'angle de
périphérie

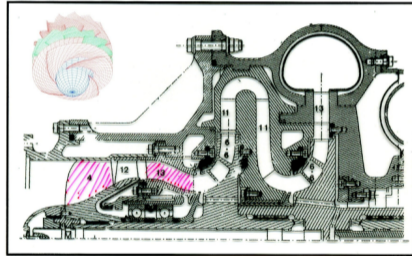


15°

13°

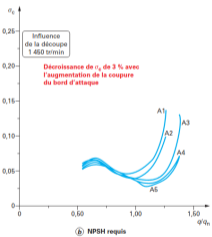
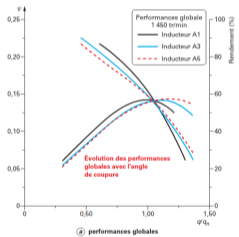
10°

Pompe LH2 Moteur Vulcain





Exemples d'inducteurs



A1



A2



A3



A5

$N = 1\,450 \text{ tr/min}$, $q_v/q_{vN} = 1,27$, $\sigma = 0,12$



Conclusions

- La cavitation se produit quand la pression dans la pompe diminue sous la pression de vapeur.
- La marge nette à l'aspiration est le $NPSP_d = \left(p_{inlet} + \frac{1}{2} \rho C_{inlet}^2 \right) - p_v$ (dépend du circuit en amont de la pompe).
- Pour ne pas caviter, la pompe requiert un $NPSP_r \left(\simeq \frac{1}{2} \rho C_1^2 + \lambda \left(\frac{1}{2} \rho W_c^2 \right) \right)$ (dépend de la machine).
- Les inducteurs sont des machines optimisées pour leur très faible $NPSP_r$, servant à protéger les pompes de la cavitation.