CHAPITRE I
LES TURBINES

1. TURBINE Á ACTION

1.1 Généralités

Une turbine à action est constituée d'une série de tuyères fixes et d'une roue en rotation (rotor) travaillant à pression constante. Les tuyères forment le plus souvent une roue constituée d'aubes fixes (stator ou distributeur) dont on peut sectoriser l'alimentation pour faire varier le débit de gaz et par suite la puissance de la turbine.

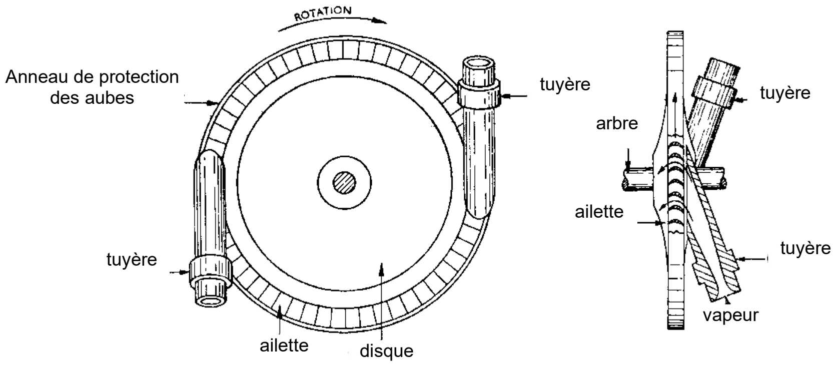


Figure I.1 - *turbine de LAVAL (1883)* [1]

Étude des tuyères.

Écrivons l'équation de conservation de l'énergie, de l'entrée du stator (indicé par 0) à la sortie de celui-ci (correspondant à l'entrée dans le rotor et indicé par 1) sachant que dans cette partie statique il n'y a pas d'échanges d'énergie mécanique et thermique en l'absence de frottement:

$$(w_t + q_e)_{01} = (h + \frac{c^2}{2} + g\,z)_{01}$$

où l'on a :

w_t travail de transvasement pour un système ouvert[1]
q_e énergie thermique échangée par le fluide avec l'extérieur

[1] Attention à ne pas confondre le travail w_t (en J/kg) avec la vitesse relative w (en m/s).

h enthalpie : $h = u + p \cdot v$, où v est le volume massique (m^3/kg), inverse de la masse volumique ρ : $v = \dfrac{1}{\rho}$.

c vitesse moyenne de l'écoulement

z cote du fluide considéré par rapport à une référence des cotes arbitraires. Cette grandeur est le plus souvent négligée avec les gaz.

Dans une tuyère, qui est une partie statique de la turbomachine, le travail de transvasement (travail des surfaces mobiles) est nul (w_t=0). Si de plus l'écoulement est adiabatique (q_e=0), on obtient :

$$h + \frac{c^2}{2} + g\,z = C^{te} \quad \text{(en J/kg).}$$

Soit le point 0, point générateur, où la vitesse du fluide est supposée nulle et 1 le point de sortie des tuyères.

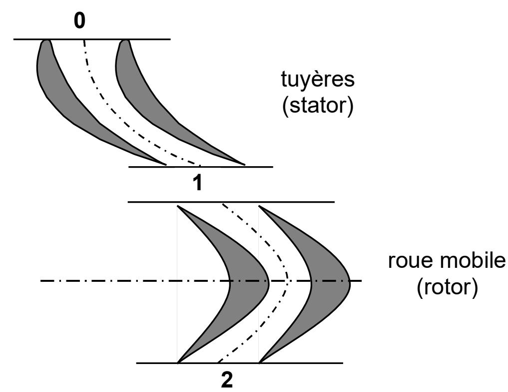


***Figure I.2** – Éléments de turbine à action.*

La conservation de l'énergie dans le stator donne :

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + g\,z_0 = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + g\,z_1 .$$

En supposant que $c_0 \approx 0$ et en considérant $z_0 = z_1$, on obtient :

$$c_1 = \sqrt{2\,(h_0 - h_1)}$$

La chute d'enthalpie, réalisée dans le stator, entraîne une très grande vitesse c_1 du gaz en sortie des tuyères.

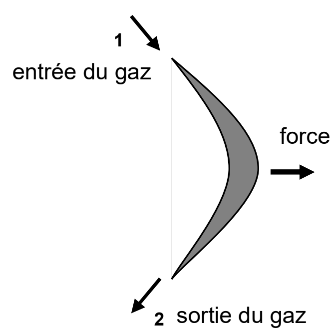


***Figure I.3** –Aube mobile.*

Étude du rotor.

On appelle *degré de réaction,* que l'on note σ, le rapport de la chute d'enthalpie dans le rotor sur la chute d'enthalpie totale dans la turbine
Ceci revient à écrire la formule suivante :

$$\sigma = \frac{h_1 - h_2}{h_0 - h_2}$$

Hypothèses : l'écoulement y est supposé isentropique (ds=0) et isobare (dp=0) de 1 à 2.

Nous avons $dh = T\,ds + v\,dp = 0$

et par suite $h_1 = h_2$

La chute d'enthalpie a lieu entièrement dans le stator.
On en déduit que la valeur du degré de réaction d'une turbine à action est nulle[1]

$$\sigma = 0$$

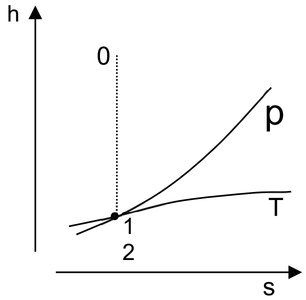


Figure I.4

Le premier principe de la thermodynamique (conservation de l'énergie) s'écrit ici, puisqu'il n'y a pas d'énergie thermique q_e échangée avec l'environnement (évolution supposée adiabatique réversible) :

$$(w_t + \cancelto{0}{q_e})_{12} = \left(\cancelto{0}{h} + \frac{c^2}{2} + g\,\cancelto{0}{z} \right)_{12}$$

où $w_{t,12}$ est le travail échangé dans la roue mobile (rotor), travail négatif puisque correspondant à de l'énergie perdue par le fluide[2].

Soit : $$-w_{t,12} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}.$$

L'équation de Bernoulli en écoulement relatif dans la roue mobile s'écrit, en l'absence de frottement :

$$\left(\cancelto{0}{h} + \frac{w^2 - \cancelto{0}{u^2}}{2} + g.\cancelto{0}{z} \right)_{12} = 0$$

On en déduit que : $w_1 = w_2$

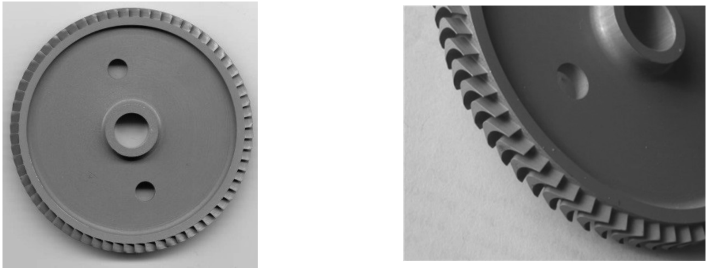


Figure I.5 *– Roue disque à action.*

[1] En fluides incompressibles, la turbine à action se nomme turbine Pelton (cf. l'ouvrage "Turbomachines à fluides incompressibles" du même auteur.)
[2] Cela correspond à la convention habituelle des thermodynamiciens : l'énergie perdue par le fluide est comptée négativement.

Remarque : l'évolution de 1 à 2 étant isobare et adiabatique, la masse volumique ne varie pas (ρ=C^{te}).
Le principe de conservation de la masse permet d'écrire : $\dot{m} = \rho\ S\ w = C^{te}$.

On en déduit que la section de passage du gaz S est constante puisque $w_1 = w_2 = w$…

Donc une hauteur constante des aubes entraîne une largeur de passage constante.

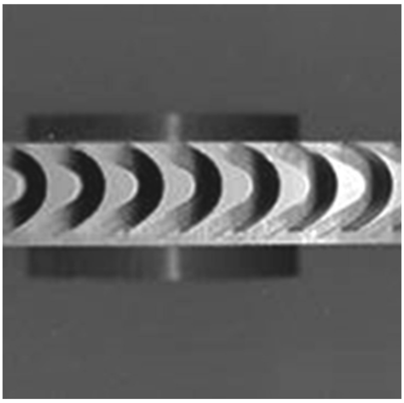


Figure I.6 *– Exemple de roue à action.*

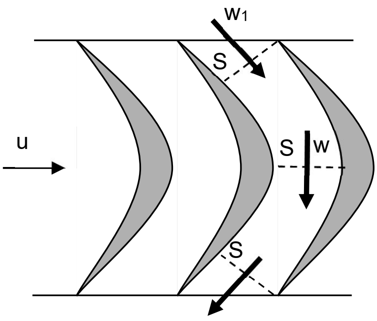


Figure I.7 *– La section de passage S doit rester constante.*

1.2 Diagramme des vitesses

c	vitesse absolue
c_u	vitesse tourbillonnaire
c_m	vitesse débitante
u	vitesse d'entraînement
w	vitesse relative

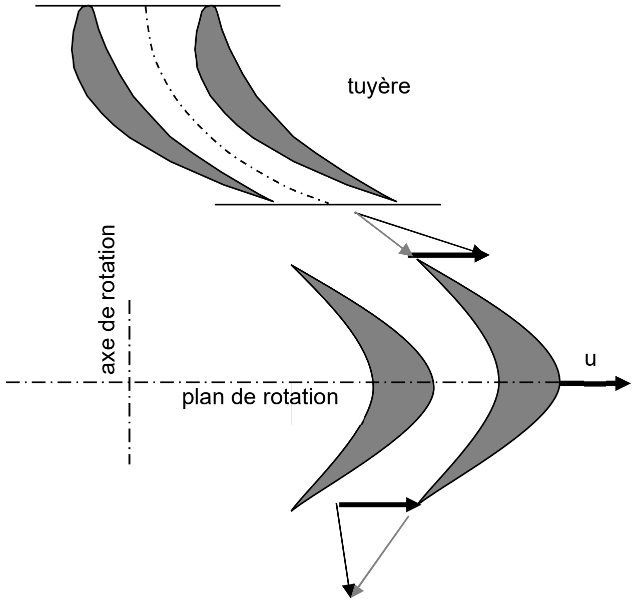


Figure I.8

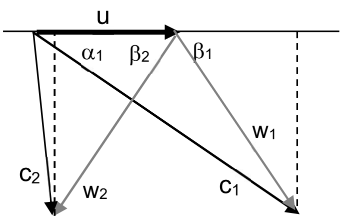


Figure I.9

On a : $c_{1u} = u + w_1 \cos \beta_1$

$c_{2u} = u - w_2 \cos \beta_2$

Or le travail fourni à la roue s'écrit[1]:

$w_{t,12} = u\ (c_{2u} - c_{1u})$

D'où [2]:

$$-w_{t,12} = u\left[u + w_1 \cos\beta_1 - \left(u - w_2 \cos\beta_2\right)\right]$$

Dans le cas où on néglige les frottements :

$w_1 = w_2 = w$

$-w_{t,12} = u\, w\, [\cos\beta_1 + \cos\beta_2]$

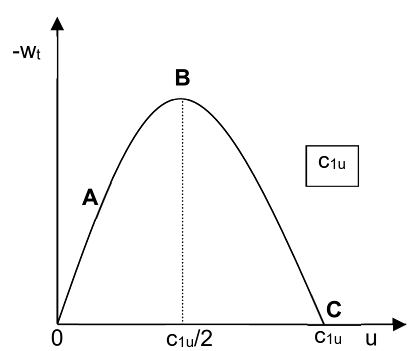


Figure I.10

Hypothèse : $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ (cas courant)

On a : $-w_{t,12} = 2\, u\, w \cos\beta$

or $w \cos\beta = c_{1u} - u$

d'où $-w_{t,12} = 2\, u\ (c_{1u} - u)$.

---

1 cf. théorème d'Euler (*in* "Turbomachines à fluides incompressibles", ch.I page 15, du même auteur)

2 le travail w_t étant de l'énergie perdue par le fluide, il est considéré, par convention, négatif.

Le travail maximum est obtenu pour :

$u = c_{1u} - u$ soit $u = \dfrac{c_{1u}}{2}$

ce qui correspond à $c_{2u} = 0$ (i.e. $\alpha_2=\pi/2$).

Par suite :

$$-w_{t,12} = u\, c_{1u}$$

ou encore :

$$|w_{t,max}| = 2\, u^2.$$

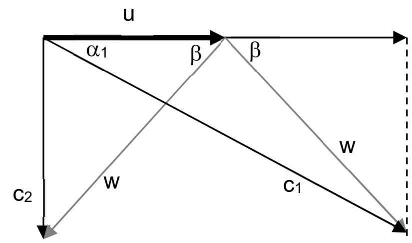


Figure I.11
$\alpha_2 = \pi/2$

Traçons, en fonction de u (α_1 et $\vec{c}_1$ étant constants), le triangle des vitesses pour les trois points A, B et C de la figure ci-dessous :

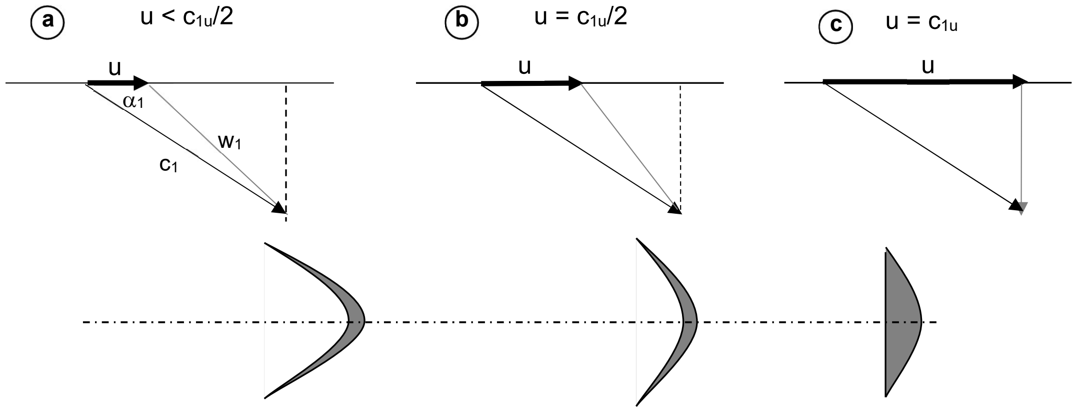


Figure I.12

Avantages

- Il n'existe pas de poussée statique[1] axiale ($p_1 = p_2$). Le montage en disques est possible.
- L'admission partielle du fluide permet de moduler la puissance fournie par la turbine (cf. ch. III-§2.5).
- Une forte chute d'enthalpie $\Delta h=h_0-h_1$ se produit dans le distributeur, ce qui permet d'avoir un fluide à plus basse température à l'entrée des aubages mobiles.

Inconvénients

- La vitesse du fluide est très grande en sortie du distributeur ce qui favorise l'érosion des aubes. Les frottements élevés entraînent une diminution du rendement.

[1] Mais il peut exister une poussée dynamique axiale si $c_{m1} \neq c_{m2}$: $F = m\,(c_{m1} - c_{m2})$

1.3 Influence des frottements

Dans la tuyère (0→1): $c_1 < c_{1th}$ où c_{1th} représente la vitesse sans frottement à la sortie du stator et c_1 la vitesse réelle
$c_1 = \varphi\ c_{1th}$ (avec $\varphi \approx 0.95$ à 0.98 appelé *coefficient de ralentissement de la tuyère*)

Dans la roue mobile (1→2): $w_2 < w_1$ $w_2 = \psi\ w_1$
ψ = fonction($\beta_1+\beta_2$) ($\psi \approx 0.90$ à 0.95 appelé *coefficient de ralentissement du rotor*)

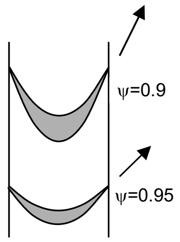


Figure I.13

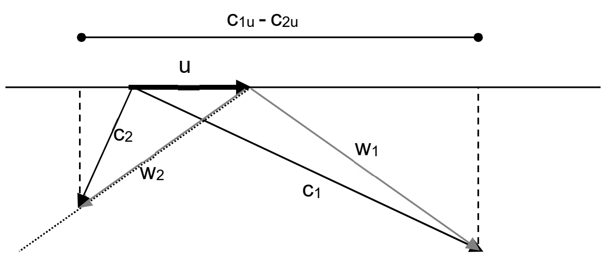


Figure I.14

$$-w_{t,12} = u\ (\ c_{1u} - c_{2u}\ ) = u\ (\ w_1 \cos\beta_1 + \ w_2 \cos\beta_2\ ) = u\ w_1\ (\ \cos\beta_1 + \psi \cos\beta_2\ )$$

Hypothèse : $\beta_1 = \beta_2 = \beta$

On a alors: $-w_{t,12} = u\ w_1 \cos\beta\ (\ 1 + \psi\ )$ et $-w_{t,12} = u\ (\ c_{1u} - u)\ (\ 1 + \psi\ )$

$|w_{t,12}|$ est maximum pour $u = \dfrac{c_{1u}}{2}$ ce qui donne $|w_{t,12}|_{max} = (1+\psi)\ u^2$

Le rendement d'un étage s'écrit : $\eta = \dfrac{|w_{t,02}|}{\dfrac{c_{1th}^2}{2}} = \dfrac{|w_{t,12}|}{\dfrac{c_{1th}^2}{2}}$

Le rendement maximum est donné par :

$$\eta_{max} = \frac{(1+\psi)\,u^2}{\dfrac{c_1^2}{2\,\varphi^2}}$$

mais dans ce cas : $c_1 \cos\alpha_1 = c_{1u} = 2\ u$
d'où :

$$\eta_{max} = \varphi^2\ \frac{1+\psi}{2} \cos^2\alpha_1$$

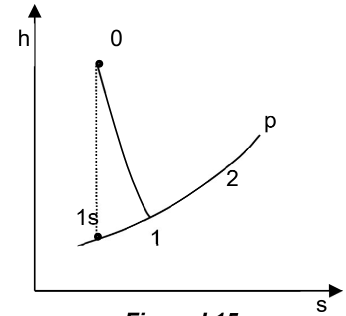


Figure I.15

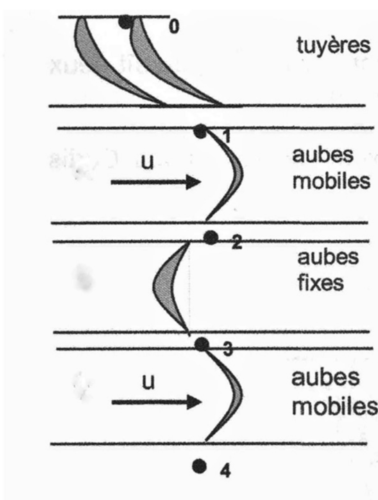
Au vu de ce résultat il apparaît plus intéressant de choisir une valeur faible pour α_1.

Exemple numérique : $\alpha_1=13°$, $\varphi=0.95$, $\psi=0.92 \Rightarrow \eta_{max}=0.82$.

1.4 Turbine Curtis

C'est une turbine constituée d'une roue double à action. Elle a été inventée en 1896 par l'ingénieur américain Charles Gordon Curtis.

Hypothèses : $\beta_1 = \beta_2$, $\alpha_2 = \alpha_3$, $\beta_3 = \beta_4$
frottements négligés



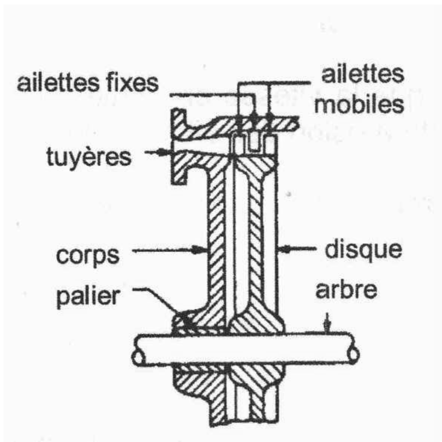


Figure I.16
D'après [1]

Écrivons l'expression du travail w_t échangé entre les points 1 et 4

$-w_{t,12} = u\ (c_{1u} - c_{2u})$ $\qquad -w_{t,23}=0 \qquad$ $-w_{t,34} = u\ (c_{3u} - c_{4u})$

$$\Rightarrow \qquad -w_{t,14} = u\ (c_{1u} - c_{2u} + c_{3u} - c_{4u})$$

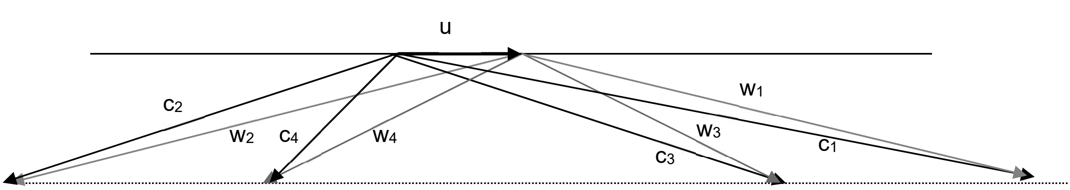


Figure I.17

Hypothèse : $c_{4u} = 0$ $\qquad \Rightarrow \qquad$ $-w_{t,14} = u\ [\ 4\ u - (- 2\ u) + 2\ u - 0\ ] = 8\ u^2$

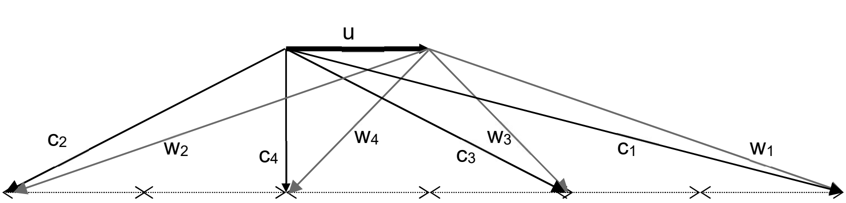


Figure I.18