COMPRESSEUR AXIAL

1. Equation de conservation d'énergie

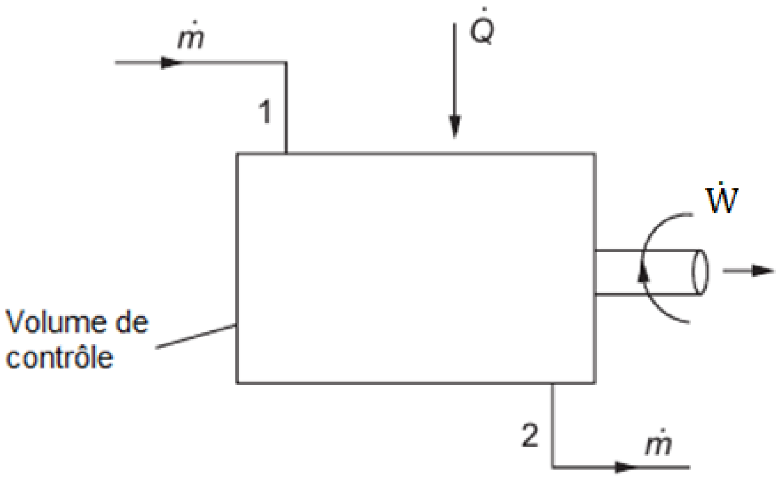


Figure 1. Volume de contrôle représentant une turbomachine

La figure 1 montre un volume de contrôle représentant une turbomachine, à travers laquelle le fluide s'écoule à un débit massique $\dot{m}$, entrant à la position 1 et sortant à la position 2. L'énergie est transférée du fluide aux aubes sous forme de travail mécanique $\dot{W}$ recueillis par le rotor et sous forme de chaleur $\dot{Q}$ entre l'environnement et le volume de contrôle. L'équation d'énergie pour un écoulement permanent est :

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\ \left[(h_2 - h_1) + \frac{1}{2}\ (C_2^2 - C_1^2) + g\ (z_2 - z_1)\right] \tag{1}$$

Où sont par unité de masse du fluide : (h = P $\boldsymbol{v}$ + $\boldsymbol{u}$) l'enthalpie spécifique (avec $\boldsymbol{v}$ volume, $\boldsymbol{u}$ énergie interne du fluide), $\left(\frac{1}{2}\ C^2\right)$ l'énergie cinétique et (g z) l'énergie potentielle.

La somme de l'enthalpie spécifique statique (h) et de l'énergie cinétique, $\left(\frac{1}{2}\ C^2\right)$ est l'enthalpie de stagnation (d'arrêt) :

$$h_0 = h + \frac{1}{2}\ C^2 \tag{2}$$

Pour les fluides compressibles, le terme $g\ (z_2 - z_1)$ dans l'équation (1) est petit et peut généralement être ignoré. Dans ce cas, l'équation (1) peut être réécrite comme :

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\ (h_{02} - h_{01}) \tag{3}$$

La plupart des écoulements dans les turbomachines sont adiabatiques alors $\dot{Q} = 0$.
Pour les machines de production de travail (turbines) $\dot{W} > 0$ donc :

$$\dot{W} = \dot{W}_{turbine} = \dot{m}\ (h_{01} - h_{02}) \tag{4}$$

Pour les machines absorbants du travail (compresseurs $\dot{W} < 0$) , alors

$\dot{W} = -\dot{W}_{compresseur} = \dot{m}\,(h_{02} - h_{01})$ (5)

2. Moment cinétique

L’application de la seconde loi de Newton à l’écoulement du fluide stationnaire dans l’inter -aubes mobile du rotor donne pour un système de masse (m) de fluide, la somme vectorielle des moments de toutes les forces externes ou couple (T) agissant sur le système par rapport à l’axe du rotor (A-A) fixé dans l'espace. Le couple résultant (T) est égal au taux de variation de la quantité de mouvement angulaire du système par rapport à cet axe. Lorsque r est le rayon du centre de masse et C_t est la composante tangentielle de la vitesse au rayon r on a :

$$F\,r = \dot{m}\,\frac{d}{dt}\,(r\,C_t) \quad (6)$$

$$T = \dot{m}\,\frac{d}{dt}\,(r\,C_t)$$

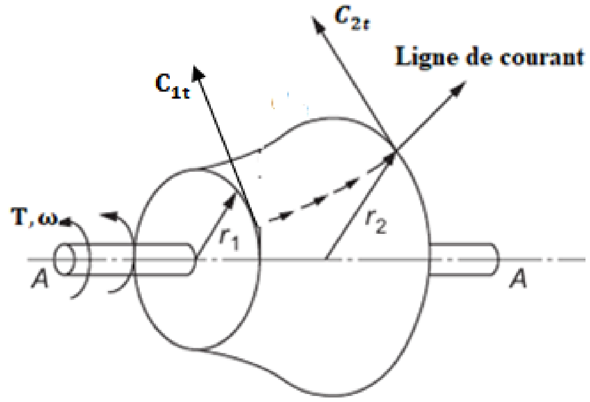


Figure 2. Rotor d'une turbomachine

La figure 2. Montre le volume de contrôle entourant le rotor d'une turbomachine généralisée pour un écoulement permanent et unidimensionnel. Le fluide entre dans le volume de contrôle au rayon r_1 avec une vitesse tangentielle C_{1t} et sort au rayon r_2 avec une vitesse tangentielle C_{2t}.

$$T = \dot{m}\,(r_2\ C_{2t} - r_1\ C_{1t}) \quad (7)$$

3. Equation d'Euler

Multipliant l’expression du couple T par la vitesse angulaire ω, avec U = ω r nous obtenons l’expression fondamentale des turbomachines ou **équation d’Euler** qui exprime l’énergie mécanique théorique W_c ou W_t échangé entre le fluide et la roue (rotor) selon le cas d’un compresseur ou turbine :

- Pour le compresseur axial :

$$T\omega = \dot{m}\,(U_2\ C_{2t} - U_1\ C_{1t}) \quad (8)$$

$$W_c = \frac{\dot{w}_c}{\dot{m}} = \frac{T\omega}{\dot{m}} = (U_2\ C_{2t} - U_1\ C_{1t}) > 0 \quad (9)$$

Le fluide reçoit de l'énergie mécanique du rotor : $U_2 \ C_{2t} > U_1 \ C_{1t}$

- Pour la turbine :

$W_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = \frac{T\omega}{\dot{m}} = (U_1 \ C_{1t} - U_2 \ C_{2t}) > 0$

Le fluide donne de l'énergie mécanique au rotor : $U_1 \ C_{1t} > U_2 \ C_{2t}$

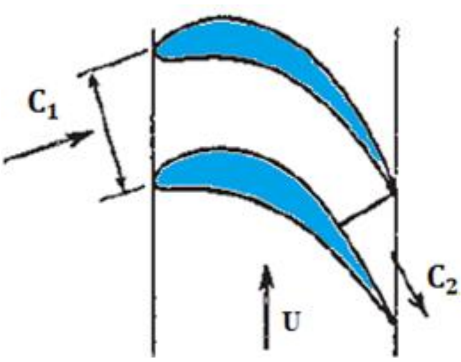
L'application de l'équation d'énergie (1), pour toute turbomachine adiabatique (turbine ou compresseur) et d'écoulement permanent, donne

$$W_{c,t} = (h_{01} - h_{02}) = U_1 \ C_{1t} - U_2 \ C_{2t} \quad (10)$$

Ou bien

$$\Delta h_0 = \Delta(U \ C_t) \quad (11)$$

Les équations (9) et (11) sont les formes générales de l'équation d'Euler. En considérant les hypothèses utilisées, cette équation est valable pour être valable pour l'écoulement adiabatique sur toute ligne de courant à travers les rangées d'aube d'une turbomachine. Le couple échangé entre le fluide et les aubes est exercé par des forces de pression.



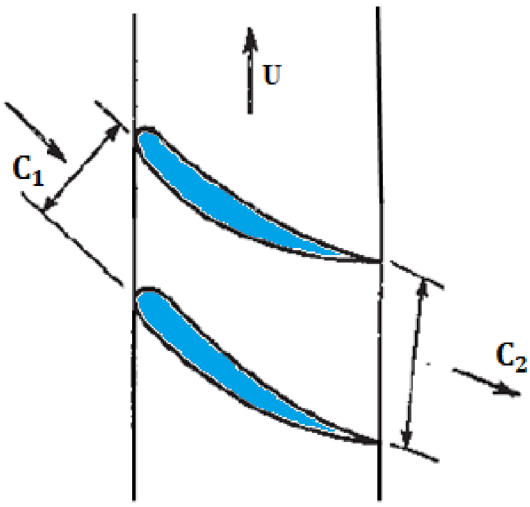


Figure 3. Représentation d'aubes mobiles : a) compresseur axial et b) turbine axiale

4. Compresseur axial

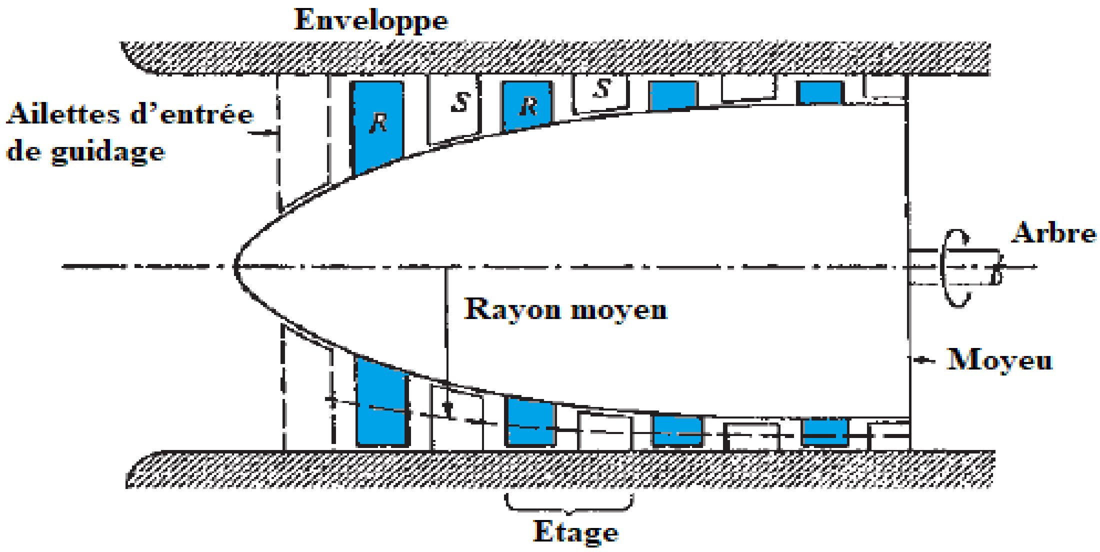


Figure 4. Coupe longitudinale du compresseur axial

Le compresseur axial génère un flux continu d'air comprimé, il est constitué de plusieurs étages. Un étage se compose d'une couronne d'aubes mobiles fixées sur le tambour (rotor) et d'une couronne d'aubes fixes solidaires du stator (carter) placés en série donnant des taux de compression et des pressions élevées.

Dans le rotor, l'énergie mécanique disponible sur l'axe, est transformée en énergie de pression et cinétique qui sont transférés au fluide (air).

Dans le stator, une partie de cette énergie cinétique est récupérée et transformée en énergie de pression. La vitesse absolue à l'entrée du rotor et du stator doit présenter un angle d'incidence tel que le fluide ne se décroche pas.

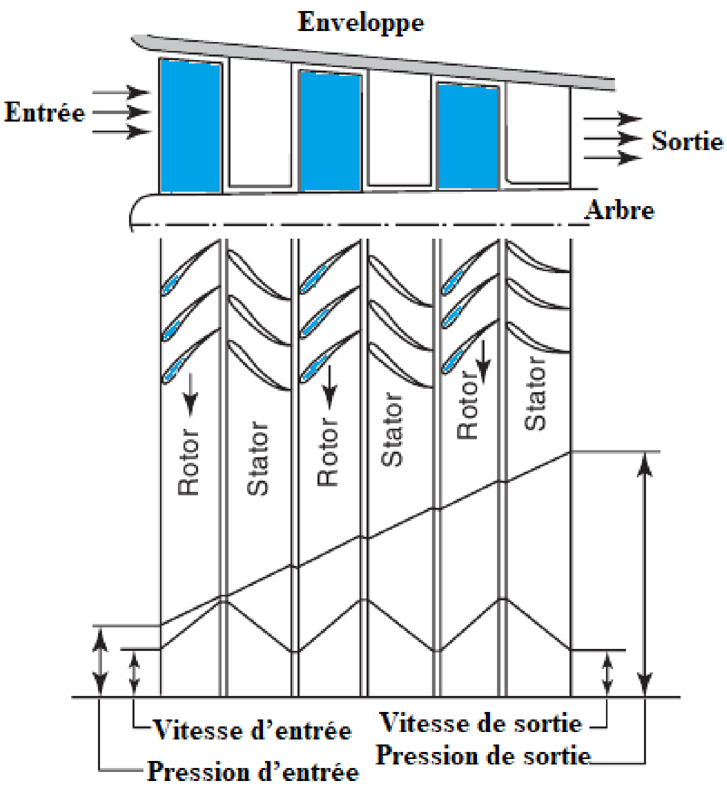


Figure 5. Évolution de la pression et vitesse le long d'un compresseur axial

Le premier étage est précédé d'un distributeur composé d'aubes d'entrées de guidage (IGV : Inlet Guide Vanes), qui dévie le fluide dans la direction axiale. Le fluide n'est pas comprimé mais seulement accéléré, figure 5.
A l'entrée et à la sortie du compresseur, l'écoulement du fluide a une vitesse débitante axiale. Les compresseurs axiaux sont caractérisés par des débits importants. Le taux de compression est lié à la vitesse de rotation et au nombre d'étages. Le taux de pression dans chaque étage est limité (de l'ordre de 1,4 pour un compresseur transsonique et de 2 pour un compresseur supersonique).
Etant donné que la pression doit augmenter dans les canaux tant mobiles que fixes, la forme des aubes doit être telle que les canaux d'écoulement soient divergents. La divergence ne doit cependant pas être trop élevée afin d'éviter le décollement de la couche limite.

5. Equation d'Euler

L'application de l'équation d'Euler des turbomachines, permet l'obtention du travail ou l'énergie mécanique transférée de compression $\dot{W}_c$ dans le cas du compresseur, exprimé par unité de masse :

$$\dot{W}_c = U_2\, C_{2t} - U_1\, C_{1t} \tag{12}$$

Les calculs sont considérés au rayon moyen, alors on a :
la vitesse tangentielle $U_1 = U_2 = U$,

$$W_c = U\,(C_{2t} - C_{1t}) \tag{13}$$

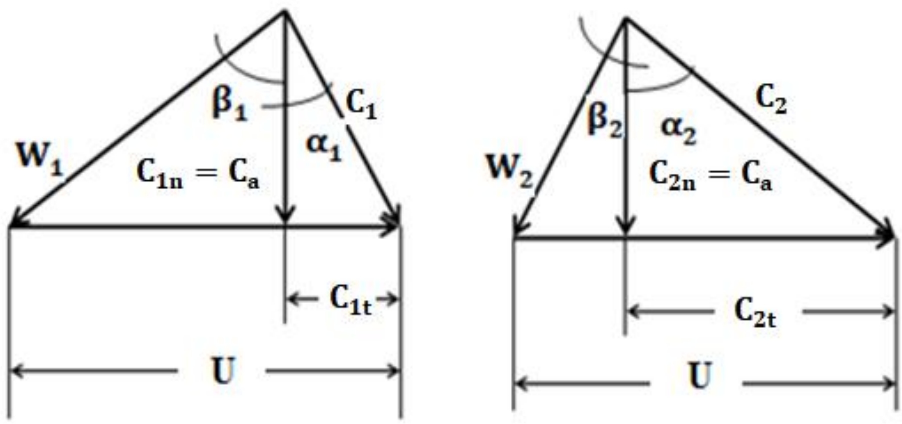


Figure 6. Triangle de vitesses d’entrée et de sortie du rotor d’un étage

D’après le triangle des vitesses, on a les relations suivantes :

$$\frac{U}{C_a} = (tg\alpha_1 + tg\beta_1) \tag{14}$$

$$\frac{U}{C_a} = (tg\alpha_2 + tg\beta_2) \tag{15}$$

Comme la vitesse axiale est constante $C_{1n} = C_{2n} = C_a$, où C_a, est la vitesse constante axiale de débit de l’écoulement du gaz au point de rayon moyen. L’équation (13) est réécrite comme suit :

$$W_c = U\,C_a\,(tg\alpha_2 - tg\alpha_1) \tag{16}$$

$$W_c = U\,C_a\,(tg\beta_1 - tg\beta_2) \tag{17}$$

L’air absorbe l’énergie mécanique dans le rotor, d’où l’élévation de la vitesse absolue de l’écoulement et la pression, ce qui permet de surmonter les diverses pertes par frottement.

Dans le cas théorique, sont négligés les dissipations visqueuses et les frottements. L’équivalence de toute cette énergie, est l’élévation de la température de stagnation ΔT_{0s}.

Etant que la vitesse de sortie de l’air de l’étage V_3, est égale à celle de l’entrée V_1, l’augmentation d’énergie de l’air est de forme d’énergie de pression. L’élévation de la température de stagnation ΔT_{0s}, est égale à l'élévation de la température statique ΔT_s. Alors l'élévation théorique de la température de l'air d’un étage est donnée par l'équation :

$$\Delta T_{0s} = \Delta T_s = \frac{U\,C_a}{C_p}\,(tg\beta_1 - tg\beta_2) \tag{18}$$

la hausse réelle de la température de l'étage est inférieure à l’élevation théorique en raison des pertes résultants des effets de l’écoulement (3-D), dans l'espace volumique et annulaire du compresseur. Pour tenir compte de ce phénomene dans le calcul, on introduit le facteur λ de valeur comprise entre 0 et 100%. L'augmentation réelle de la température de l'air s’éxprime comme suit :

$$\Delta T_{0s} = \frac{\lambda\, U\, C_a}{C_p}\,(tg\beta_1 - tg\beta_2) \quad (19)$$

Dans le cas isentropique, sont notés le rendement isentropique η_s et le rapport de pression noté R_s de l'étage, sont liés par la relation :

$$R_s = \left[1 + \eta_s\,\frac{\Delta T_{0s}}{T_{01}}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (20)$$

Avec T_{01} la température de stagnation d'entrée.

6. Degré de réaction

Le degré de réaction R d'un étage exprime le rapport définie par :

- l'élévation de pression statique dans le rotor, à l'augmentation de pression statique (total) à travers tout l'étage

- ou l'élévation d'enthalpie statique dans le rotor à l'élévation de l'enthalpie de statique (total) à travers tout l'étage

Le degré de réaction R influe sur les vitesses, les frottements du fluide et les différentes autres pertes.

Considérons l'augmentation de la température statique dans le rotor : ΔT_A, et dans le stator ΔT_B. L'équation (14), donnant l'énergie mécanique s'écrit comme suit :

$$W_c = U\, C_a\,(tg\beta_1 - tg\beta_2)$$

$$W_c = U\, C_a\,(tg\alpha_2 - tg\alpha_1)$$

$$W_c = C_p\,(\Delta T_A + \Delta T_B) = C_p\,\Delta T_s \quad (21)$$

Comme toute l'énergie mécanique transférée à l'air provient du rotor et considérant que l'écoulement de l'air est permanent on a :

$$W_c = C_p\,\Delta T_A + \frac{1}{2}\,(C_2^2 - C_1^2) \quad (22)$$

La combinaison des équations (21) et (22), donne :

$$C_p\,\Delta T_A = U\, C_a\,(tg\alpha_2 - tg\alpha_1) - \frac{1}{2}\,(C_2^2 - C_1^2)$$

Et à partir des triangles de vitesses : $C_2 = C_a \cos\alpha_2$, et $C_1 = C_a \cos\alpha_1$.
Donc :

$$C_p\,\Delta T_A = U\, C_a\,(tg\alpha_2 - tg\alpha_1) - \frac{1}{2}\,{C_a}^2(tg^2\alpha_2 - tg^2\alpha_1)$$

A partir de la définition du degré de réaction, on écrit l'équation suivante :

$$R = \frac{\Delta T_A}{\Delta T_A + \Delta T_B}$$

$$R = \frac{U\,C_a\,(tg\alpha_2 - tg\alpha_1) - \frac{1}{2} V_a{}^2 (tg^2\alpha_2 - tg^2\alpha_1)}{U\,C_a\,(tg\alpha_2 - tg\alpha_1)}$$

$$R = 1 - \frac{C_a}{2\,U}\,(tg\alpha_2 + tg\alpha_1)$$

En additionnant les équations (14) et (15), on obtient :
$\Longrightarrow \frac{2\,U}{C_a} = (tg\alpha_1 + tg\beta_1 + tg\alpha_2 + tg\beta_2)$

Alors

$$R = \frac{C_a}{2\,U}\left[\frac{2\,U}{V_a} - \frac{2\,U}{V_a} + tg\beta_1 + tg\beta_2\right]$$

$$R = \frac{C_a}{2\,U}(tg\beta_1 + tg\beta_2) \qquad (23)$$

Lorsque le degré de réaction est considéré égal à 50%, on a la relation suivante :

$$(tg\beta_1 + tg\beta_2) = \frac{U}{C_a}$$

Par conséquent avec les équations (14) et (15) ils résultent les relations suivantes :
$tg\alpha_1 = tg\beta_2 \Longrightarrow \alpha_1 = \beta_2$

$tg\beta_1 = tg\alpha_2 \Longrightarrow \alpha_2 = \beta_1$

La vitesse axiale de débit est constante le long de l'étage :
$C_a = C_1 \cos\alpha_1 = C_3 \cos\alpha_3$

Du fait des égalités des vitesses $C_1 = C_3$, il en déduit $\alpha_1 = \alpha_3$. Car les angles $\alpha_1 = \beta_2 = \alpha_3$, et $\beta_1 = \alpha_2$. Il en résulte l'égalité $\alpha_1 = \alpha_3$. Dans ces conditions, les triangles de vitesse deviennent symétriques.

On définit le coefficient de débit d'écoulement Φ égale au rapport de la vitesse axiale à la vitesse tangentielle de rotation du rotor notée :

$$\Phi = \frac{C_a}{U}$$

Pour un rapport de réaction R = 50%, alors $(h_2 - h_1) = (h_3 - h_1)$ ce qui implique l'augmentation de l'enthalpie statique et de température dans le rotor et dans le stator sont égaux.

Pour une valeur choisie de Φ, deux cas se présentent

- L'angle β_2 est choisi supérieure à α_2, voir figure 2, l'élévation de la pression statique dans le rotor est supérieure à l'élévation de la pression statique dans le stator et le degré de réaction est supérieure à 50%.

- Inversement, si par construction l'angle β_2 est inférieur à α_2, l'augmentation de la pression dans le stator est plus grande et la réaction est inférieure à 50%.

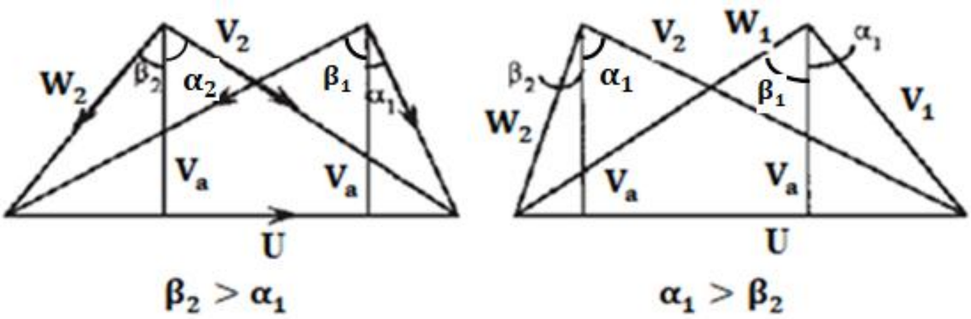


Figure 7. Triangles de vitesse

7. Facteur de charge (stage loading)

Le facteur stage-loading Ψ, est definis comme suit:

$$\psi = \frac{W_c}{\dot{m}\,U^2} = \frac{h_{03}-h_{01}}{U^2}$$

$$= \frac{\lambda\,(V_{t2}-V_{t2})}{U}$$

$$= \frac{\lambda\,C_a}{U}\,(\tan\alpha_2 - \tan\alpha_1)$$

$$\psi = \lambda\,\Phi\,(\tan\alpha_2 - \tan\alpha_1)$$