CHAPITRE IV

ETUDE ÉNERGÉTIQUE DU COUPLE COMPRESSEUR-TURBINE

IV.1- ETUDE DU COMPRESSEUR

Les compresseurs axiaux sont des machines qui servent à comprimer l'air en lui communiquant une vitesse par les aubes mobiles et le décélérant par les aubes fixes. Le mouvement radial du fluide est très petit par rapport à son mouvement axiale. Ce type de compresseur n'exige pas un refroidissement, donc la compression se fait sans échange de chaleur avec l'extérieur. Le fluide est généralement de l'air qui subit un changement de densité important. Le taux de compression d'un compresseur axial peut atteindre des valeurs ≥ 10 en réalisant autant d'étages qu'on a besoin (7,8,...). Le taux de compression par étage (≈1.16) est inférieur à celui d'un compresseur centrifuge à cause de l'absence de l'effet centrifuge. Chaque étage comprend une grille d'aubes fixes et une autre mobile (fig.IV.1).

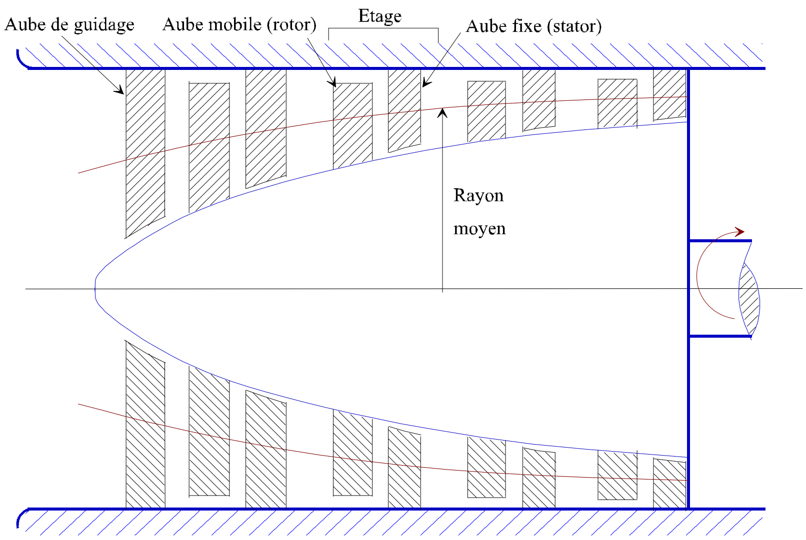

Figure IV.1- Schéma d'un compresseur axial.

Nous sommes ainsi amené à étudier d'abord un étage qui peut être considéré comme un compresseur élémentaire.

IV.1.1- ECOULEMENT DE L'AIR DANS UN COMPRESSEUR ÉLÉMENTAIRE

Désignons par P_1, T_1, q_1 les caractéristiques de l'air à l'entrée de l'étage c-à-d à la sortie de l'étage précédent (donc elles sont supposées connues). et par P_3, T_3, q_3 les caractéristiques de l'air à la sortie de l'étage (fig.IV.2).

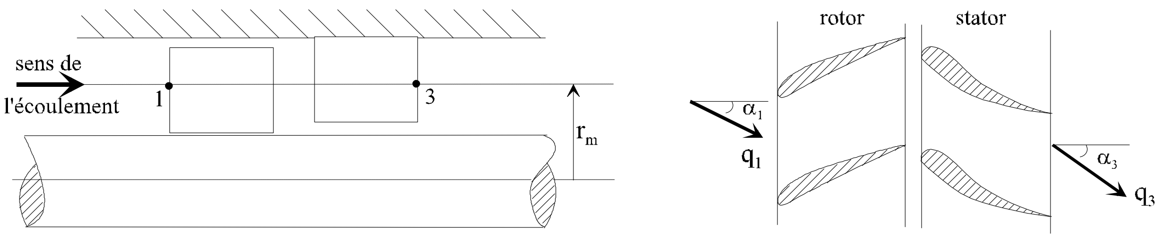

Figure IV.2- Ecoulement dans un compresseur axial élémentaire.

L'équation d'énergie s'écrit, entre les points (1) et (3), de la manière suivante:

$$(W+Q)_{13} \quad = \quad h_3 - h_1 + \frac{1}{2}(q_3^2 - q_1^2)$$

donc

$$W_{13} \quad = \quad h_3 - h_1 + \frac{1}{2}(q_3^2 - q_1^2) \qquad (4.1)$$

Dans les compresseurs axiaux, on fait en sorte que l'air soit avec les mêmes conditions à l'entrée de l'étage suivant et à l'entrée de l'étage étudié. Donc $q_3 = q_1$ et $\alpha_3 = \alpha_1$.

L'équation (4.1) devient alors:

$$W_{13} \quad = \quad h_3 - h_1 \qquad (4.2)$$

a- Ecoulement de l'air dans les canaux fixes:

Les canaux fixes sont limités par les aubes du rotor (fig.IV.3).

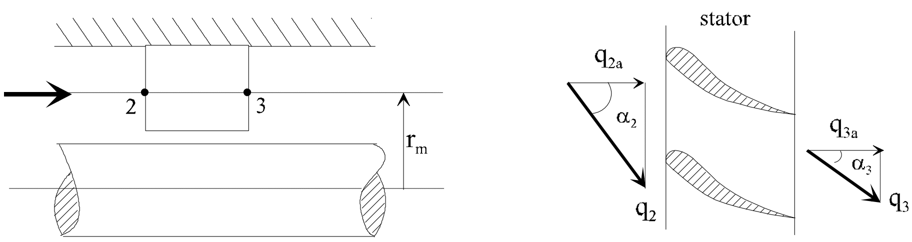

Figure IV.3- Ecoulement dans les canaux fixes.

Puisqu'il n'y a pas d'échange de chaleur ni de travail, l'équation d'énergie nous donne:

$$h_3 - h_2 = \frac{1}{2}(q_2^2 - q_3^2) \qquad (4.3)$$

Puisque $h_3 > h_2$ (compression) alors $q_2 > q_3$ d'où un ralentissement de vitesse dans les canaux fixes. Dans les compresseurs axiaux, les composantes axiales des vitesses sont généralement égales ($q_{2a} = q_{3a}$).

La figure (IV.4) montre qu'il y a un ralentissement de la vitesse et une modification de sa direction qui se traduit par la quantité Δq_u.

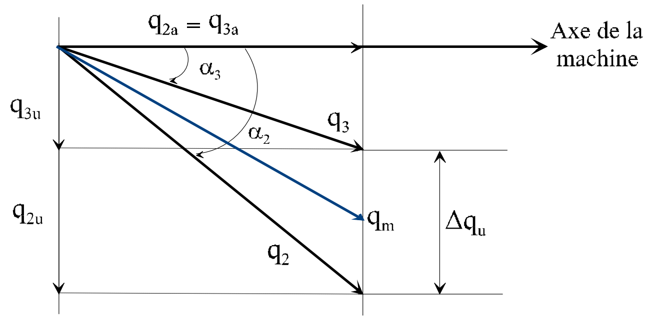

Figure IV.4- Triangle des vitesse dans les canaux fixes.

Remarque:

La valeur de Δq_u est généralement très petite. Cela se traduit par le fait que la compression des gaz est délicate à réaliser par rapport à la détente. Si Δq_u est très élevée, on risque d'avoir un décollement de la veine d'air le long des parois du canal ainsi que des pertes importantes.

b- Ecoulement de l'air dans les canaux mobiles:

L'étude de l'écoulement dans les canaux mobiles (fig.IV.5) dépend essentiellement du choix du repère (lié soit au rotor soit au stator). Pour un observateur lié au rotor, tout se passe comme si l'air s'écoule dans les canaux fixes. La vitesse relative passe de la valeur w_1 à w_2. L'équation d'énergie nous donne:

$$(W+Q)_{12} = h_2 - h_1 + \frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2)$$

d'où

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) \qquad (4.4)$$

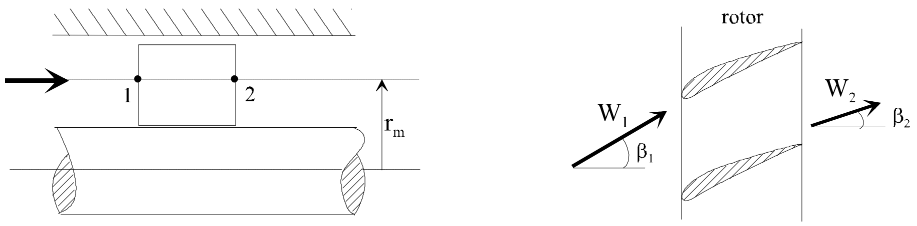

Figure IV.5- Ecoulement dans les canaux mobiles.

Puisque $h_2 > h_1$ alors $w_1 > w_2$ d'où un ralentissement de vitesse.

Si les vitesses axiales sont égales: $w_{1a} = w_{2a}$ alors le ralentissement de l'écoulement est schématisé par la figure (IV.6) ci-dessous:

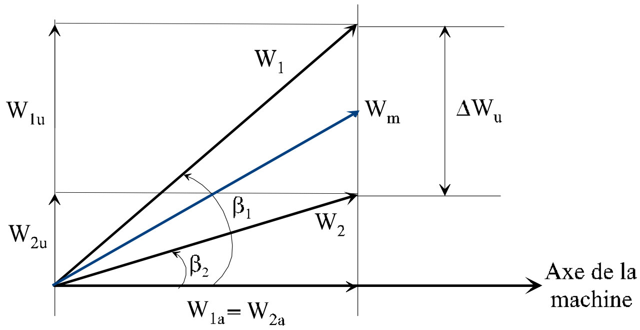

Figure IV.6- Triangle des vitesses relatives dans le rotor.

Nous avons aussi pour un observateur lié au stator:

$$(W+Q)_{12} = h_2 - h_1 + \frac{1}{2}(q_2^2 - q_1^2)$$

d'où

$$W_{12} = h_2 - h_1 + \frac{1}{2}(q_2^2 - q_1^2) \tag{4.5}$$

La combinaison des relations (4.3) et (4.5) nous donne:

$$W_{12} = h_3 - h_1 + \frac{1}{2}(q_3^2 - q_1^2)$$

si $q_3 = q_1$ alors $W_{12} = h_3 - h_1$ donc il n'y a pas de travail échangé dans les canaux fixes. Le travail échangé avec les aubes mobiles est égal à l'augmentation d'enthalpie dans tout l'étage.

IV.1.2- TRIANGLE DES VITESSES POUR UN ÉTAGE

Afin de simplifier l'étude de l'écoulement dans le compresseur, on considère uniquement les machines à étage périodique (identité des diagrammes de vitesses pour les étages). Ce dernier donne à la vitesse du fluide la même direction et la même valeur à la sortie qu'à l'entrée de l'étage.

Nous allons tracer le diagramme des vitesses (fig.IV.7) pour un rayon moyen. La direction des vitesses relatives doit être tangente (ou presque) à la squelette de l'aube à son bord d'attaque.

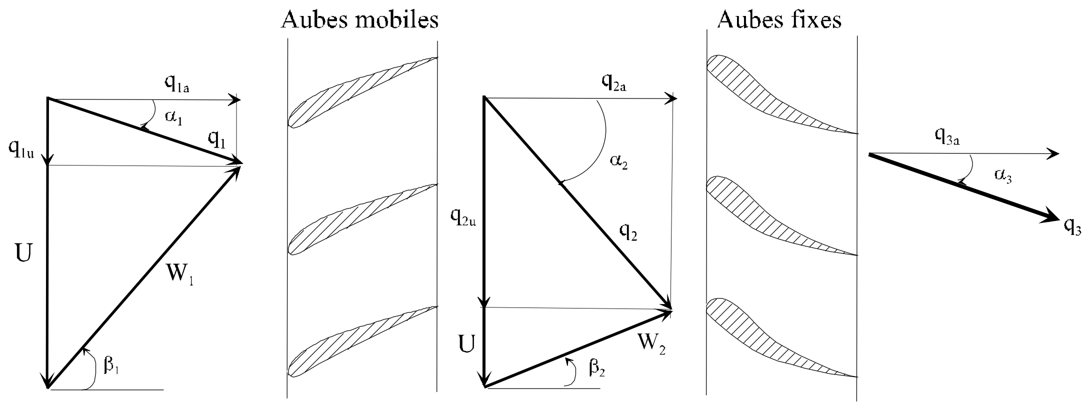

Figure IV.7- Triangle des vitesses dans un étage pour un rayon moyen.

Puisque la vitesse d'entraînement *U* est constante pour les machines axiales (déplacement radial négligeable des particules fluides), les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie du canal mobile peuvent être superposés (fig.IV.8).

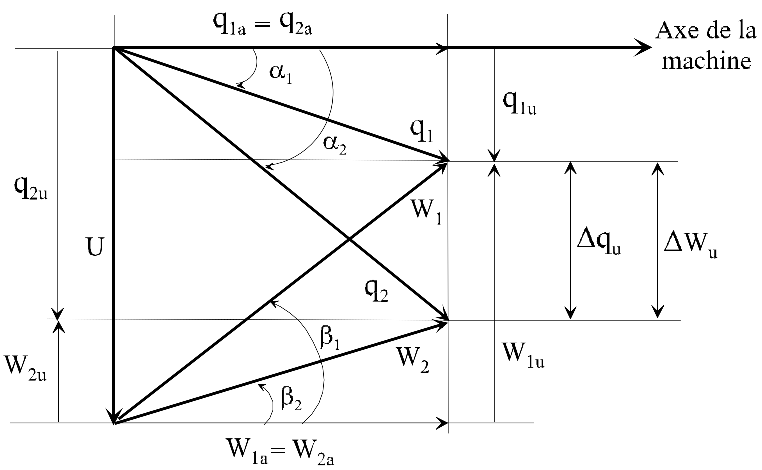

Figure IV.8- Superposition des triangles des vitesses dans le rotor.

IV.1.3- ETUDE THERMODYNAMIQUE D'UN ÉTAGE

Puisque le compresseur n'est pas refroidi, le processus de compression à travers un étage est adiabatique avec frottements (fig.IV.9).

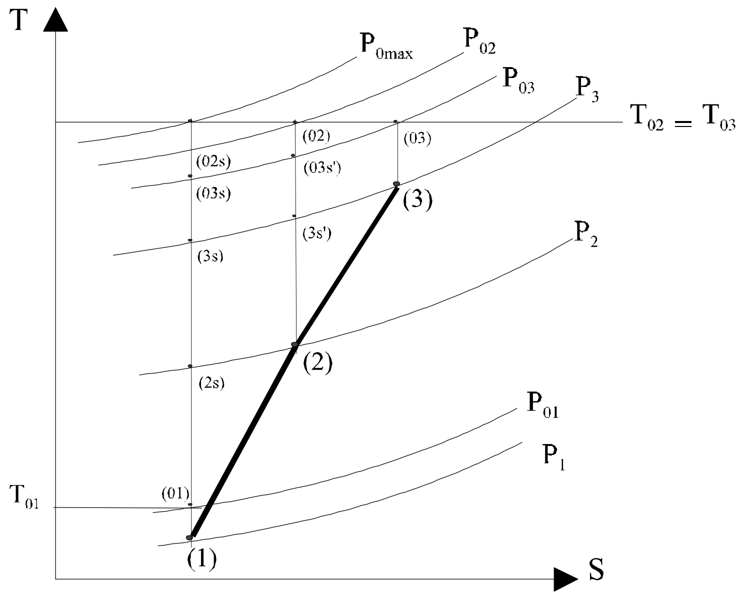

Figure IV.9- Compression à travers un étage.

Si le processus était isentropique, la pression d'arrêt isentropique finale, pour un même travail effectué sur le fluide, serait P_{0max}. Mais à cause des pertes par frottement dans le rotor et le stator, on a: $P_{03} < P_{02} < P_{0max}$.

Si on définit le rendement d'un étage par:

$$\eta_{et} = \frac{h_{03s} - h_{01}}{h_{03} - h_{01}} \qquad (4.6)$$

en utilisant les relations isentropiques nous aurons:

$$\frac{\boldsymbol{P}_{03}}{\boldsymbol{P}_{01}} = \left[1 + \eta_{et}\frac{\Delta \boldsymbol{T}_0}{\boldsymbol{T}_{01}}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \qquad (4.7)$$

où

$$\Delta T_0 = T_{03} - T_{01}$$

IV.1.4- ETUDE DYNAMIQUE D'UN ÉTAGE

Pour déterminer les efforts (forces élémentaires de pression et de frottements) exercés sur les aubes d'un compresseur, on considère un volume de contrôle qui contient uniquement une aube (fig.IV.10).

On suppose que l'écoulement est uniforme dans les sections d'entrée et de sortie du volume de contrôle (v.c), et que les surfaces sont divisées de telle sorte qu'elle coïncident avec les surfaces de courant.

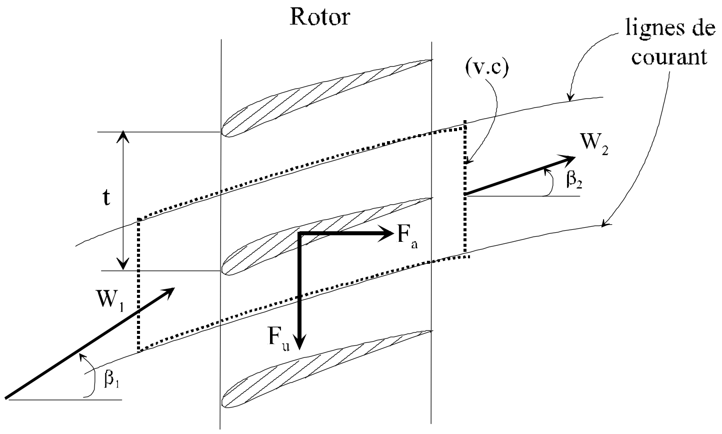

***Figure* IV.10- Efforts exercés par l'aube sur le fluide.**

L'application de l'équation de quantité de mouvement dans la direction tangentielle donne l'effort par unité de longueur d'aube:

$$F_u = D(w_{1u} - w_{2u}) \tag{4.8}$$

avec: D : débit massique par unité de longueur passant dans le canal inter-aubes.

L'équation de continuité appliquée au volume de contrôle donne:

$$D = \rho_1 \, t \, w_1 \cos\beta_1 = \rho_2 \, t \, w_2 \cos\beta_2 \tag{4.9}$$

De même dans la direction axiale:

$$F_a + (P_1 - P_2)\, t = D(w_{2a} - w_{1a}) \tag{4.10}$$

Puisque les vitesses relatives axiales sont les mêmes: $w_{1a} = w_{2a} = w_a$

alors (4.10) devient:

$$F_a = (P_2 - P_1)\, t \tag{4.11}$$

* Nous pouvons lier les forces exercées par le fluide sur l'aube aux forces de traînée (D_r) et de portance (L_i) comme suit (fig.IV.11).

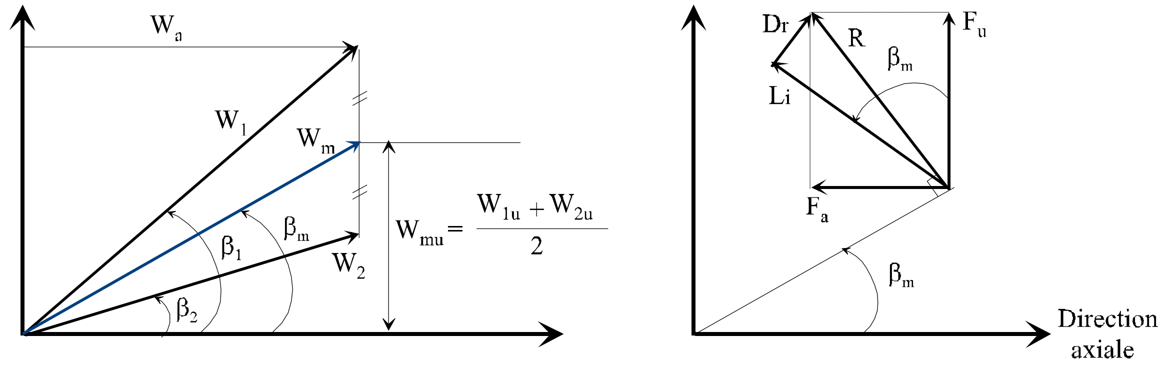

Figure IV.11- Définition des forces d'aubage.

D'après la figure ci-dessus, nous pouvons facilement établir les relations suivantes:

$$\begin{aligned} Li &= F_u \cos\beta_m + F_a \sin\beta_m \\ Dr &= F_u \sin\beta_m - F_a \cos\beta_m \end{aligned} \qquad \text{où} \qquad \begin{aligned} \sin\beta_m &= \frac{w_{mu}}{w_m} \\ \cos\beta_m &= \frac{w_a}{w_m} \end{aligned} \tag{4.12}$$

On définit conventionnellement les coefficients de portance C_L et de traînée C_D comme suit:

$$C_L = \frac{2\,Li}{\rho b\, w_m^2} \qquad \text{et} \qquad C_D = \frac{2\,Dr}{\rho b\, w_m^2} \tag{4.13}$$

où b est la largeur de l'aube (ou envergure).

L'effort tangentiel F_u résultant de la répartition de pression sur les aubes du rotor où la pression sur l'intrados est plus élevés que celle de l'extrados. Donc l'effet exercé sur l'aube dans la direction tangentielle est dirigé en sens opposé à la vitesse périphérique et le fluide essaye de freiner le rotor qui doit être entraîné par un couple extérieur.

En utilisant l'équation du moment de quantité de mouvement et en choisissant un volume de contrôle qui contient uniquement le rotor, on obtient l'expression du couple appliqué sur le fluide:

$$\tau = D(r\,q_{2u} - r\,q_{1u}) \tag{4.14}$$

Donc la puissance nécessaire pour entraîner l'étage est:

$$P_{et} = \tau.\Omega \tag{4.15}$$

avec: Ω : vitesse de rotation du rotor

et P_{et} : puissance absorbée par l'étage de compression.

La puissance fournie au fluide est:

$$P_f = D.\Omega(r\,q_{2u} - r\,q_{1u})$$

or $U = r\,\Omega$ d'où:

$$P_f = D.U\,(q_{2u} - q_{1u}) \tag{4.16}$$

Le travail effectué par le rotor sur le fluide est:

$$W = \frac{P_f}{D} = U\,(q_{2u} - q_{1u}) \tag{4.17}$$

IV.1.5- QUELQUES PARAMÈTRES IMPORTANTS

a- Coefficient manométrique: C'est le rapport entre le travail reçu par unité de masse du fluide et le carré d'une vitesse de référence. On choisi généralement U comme vitesse de référence pour un débit massique donné.

$$\mu = \frac{W_f}{U^2} = \frac{h_3 - h_1}{U^2} \tag{4.18}$$

μ varie entre 0.25 et 0.40 (compresseur très chargé).

b- Degré de réaction: Il est défini par:

$$\varepsilon = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \tag{4.19}$$

ou encore:

$$\varepsilon = \frac{w_1^2 - w_2^2}{(q_2^2 - q_3^2) + (w_1^2 - w_2^2)} \tag{4.20}$$

Si $\varepsilon = 0.5$ alors l'augmentation totale d'enthalpie s'effectue à 50 % dans le rotor.

c- Coefficient de limitation de pression: Puisque le passage entre deux aubes est divergent alors la couche limite qui se développe sur les parois s'oppose au gradient de pression défavorable. Si ce gradient dépasse une certaine limite on obtient un décollement de la couche limite et un renversement aérodynamique de l'écoulement. Cette limite est spécifiée en fonction du coefficient de pression qui est défini par:

$$K_p = \frac{2\,\Delta P}{\rho w_i^2} \tag{4.21}$$

où w_i est la vitesse relative de l'écoulement incident au point i où la couche limite commence à se développer.

ΔP est l'augmentation de pression statique depuis le point i jusqu'au point où le K_p est évalué.
En général, les constructeurs prennent: $0.4 < K_p < 0.8$

IV.2- ETUDE DE LA TURBINE

Les turbines axiales sont des machines qui transforment l'élévation de pression du fluide en énergie cinétique en détendant les gaz chauds à haute pression sortant de la chambre de combustion. Ces gaz détendus entraînent le rotor de la machine en lui communiquant de l'énergie mécanique. Il est souvent raisonnable de considérer cette détente comme adiabatique car le fluide s'écoule à travers la turbine à une grande vitesse.
On peut atteindre un taux de détente important en reliant des turbines qui contiennent plusieurs étages (2 à 4).

IV.2.1- DESCRIPTION

Les turbines axiales, comme les compresseurs axiaux, sont constituées d'une tuyère (ou distributeur) et d'un rotor (fig.IV.12). Ce dernier comporte des grilles d'aubes dont leurs sommets sont généralement liés par une bande métallique. Cette enveloppe sert à réduire les vibrations des aubes d'une part, et contrôler les fuites d'air à travers les sommets des ailettes, d'autre part.

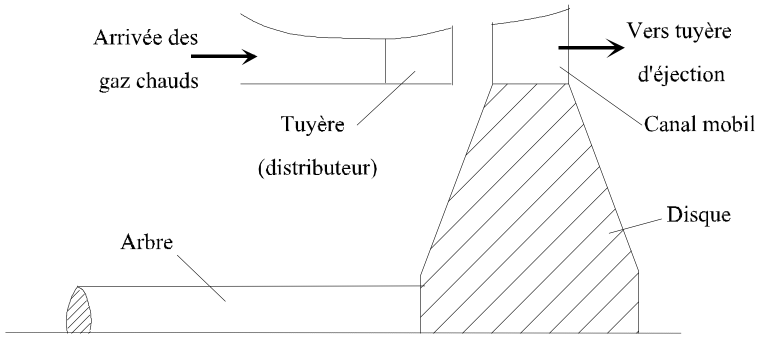

Figure IV.12- Aubage de la turbine.

Les grilles d'aubes mobiles sont intercalées par des grilles d'aubes fixes appelées distributeurs qui sont fixées sur le bâti de la machine. Puisque la chute de pression par étage est importante, la hauteur des aubes augmente pour faciliter la détente rapide des gaz tout en gardant l'uniformité de la vitesse axiale à travers chaque étage.

Du point de vue thermodynamique, on distingue deux classes de turbines axiales.

a- Turbine à action

Dans ce type de turbine la chute totale de pression (enthalpie) s'effectue dans las aubes fixes, alors que les aubes mobiles servent uniquement pour le changement de direction de la vitesse.

b- Turbine à réaction

Dans ce type de turbine une partie de la chute de pression s'effectue dans les aubes fixes et le reste dans les aubes mobiles.

On défini le degré de réaction pour une turbine comme étant la fraction de la chute entière de l'enthalpie statique (par étage) s'effectuant dans le rotor

$$\varepsilon = \frac{\Delta h_{rotor}}{\Delta h_{étage}} \qquad (4.22)$$

Si $\varepsilon = 0.5$ alors la chute d'enthalpie dans le rotor et dans la tuyère est la même.

Une turbine à action est donc une machine à réaction nulle.

IV.2.2- ETUDE CINÉMATIQUE DU FLUIDE À TRAVERS UN ÉTAGE

a- Turbine à action: Puisque dans ce type de turbine il n y a pas de chute d'enthalpie dans le rotor alors l'équation d'énergie impose que $w_2 = w_3$. Nous aurons donc pour une vitesse axiale constante, le triangle des vitesses au niveau du rotor (fig.IV.13).

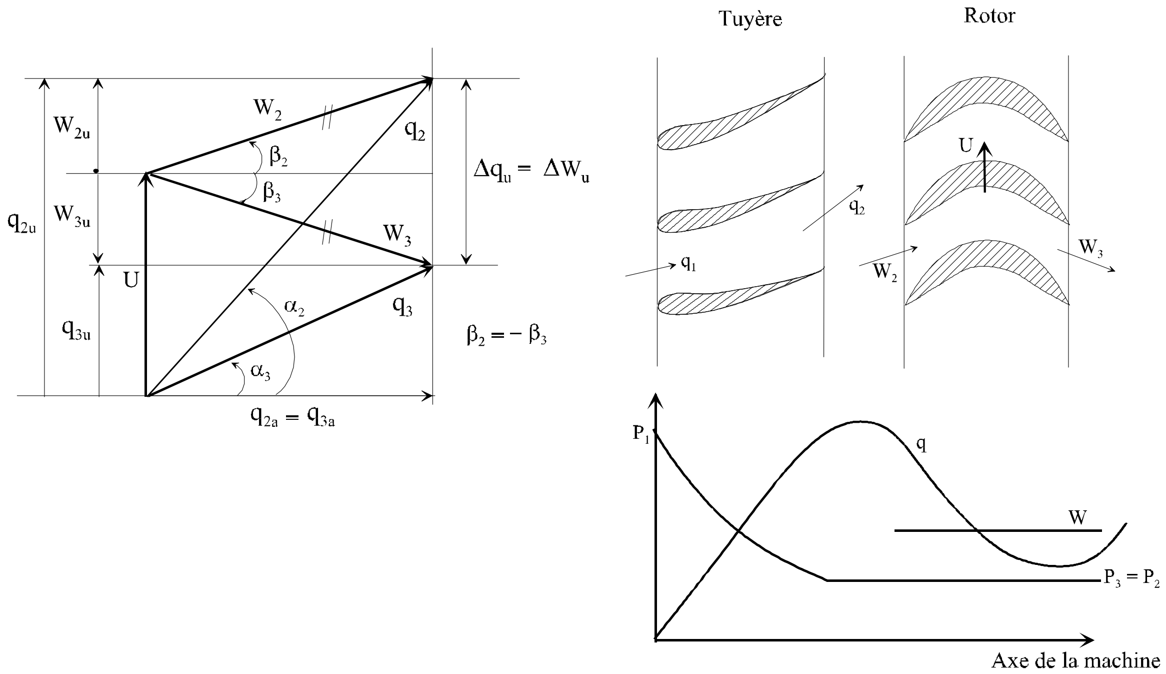

Figure IV.13- Triangle des vitesses et distribution de P, W et q à travers un étage d'une turbine à action.

b- Turbine à réaction:

La forme des aubes et les triangles des vitesse correspondant sont montré sur la figure (fig.IV.14):

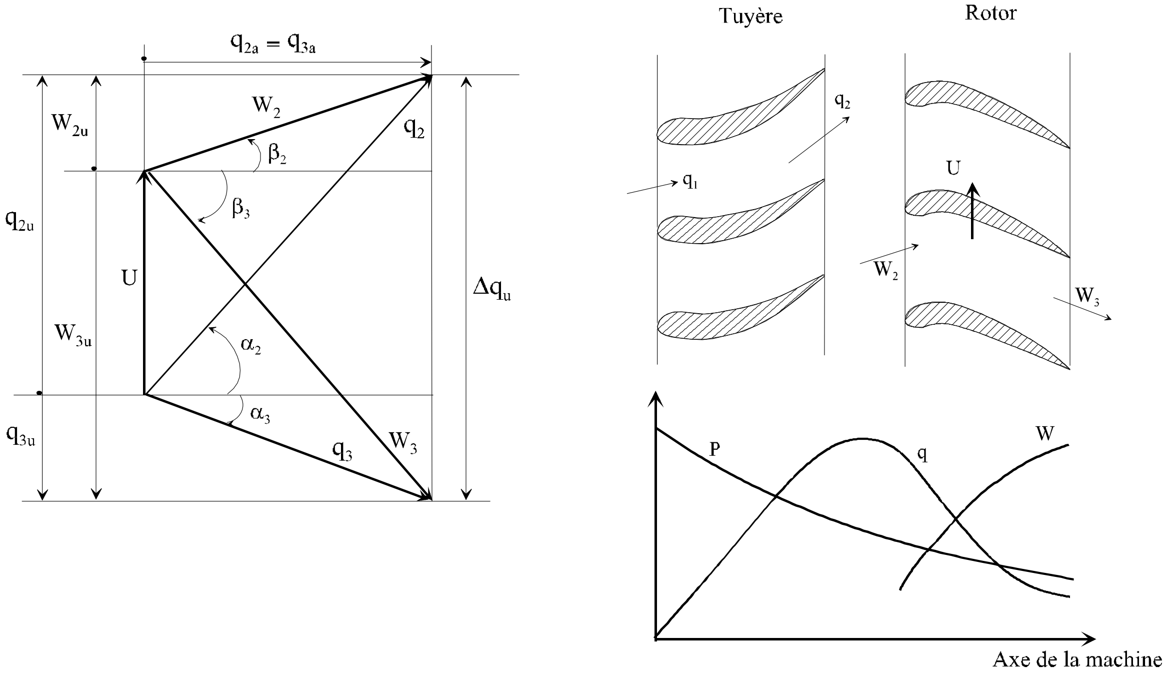

Figure IV.14- Triangle des vitesses et distribution de P, W et q à travers un étage d'une turbine à réaction.

IV.2.3- ETUDE THERMODYNAMIQUE DU FLUIDE À TRAVERS UN ÉTAGE

La détente des gaz dans la turbine peut être considérée comme adiabatique car la vitesse d'écoulement des gaz chauds est considérablement élevée. En tenant compte des frottement dans les éléments de la turbine, le processus de détente est représenté par la figure (IV.15).

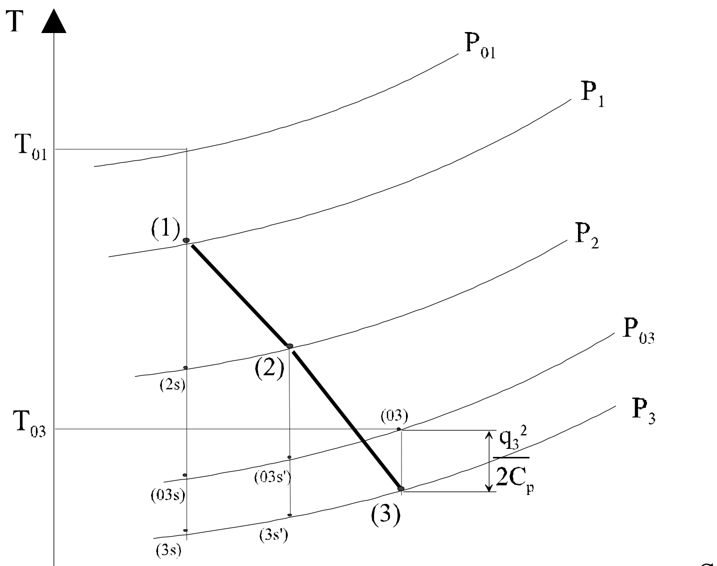

Figure IV.15- Détente à travers un étage d'une turbine axiale.

On défini le rendement isentropique par étage comme suit:

$$\eta_{et} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{03s}} \tag{4.23}$$

Si le fluide est considéré comme un gaz parfait et C_p est constante la relation ci-dessus devient:

$$\eta_{et} = \frac{1 - \dfrac{T_{03}}{T_{01}}}{1 - \left(\dfrac{P_{03}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \tag{4.24}$$

d'où le taux de détente de l'étage:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{1}{\eta_{et}} \frac{\Delta T_0}{T_{01}}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{4.25}$$

où $$\Delta T_0 = T_{03} - T_{01}$$

IV.2.4- ETUDE DYNAMIQUE DE L'ÉTAGE

Dans le rotor, l'énergie cinétique du fluide se transforme en énergie mécanique (mouvement de rotation). Dans le repère mobile, la détente entraîne l'augmentation de la vitesse relative ($w_3 > w_2$). Pour déterminer les efforts exercés sur l'aube, on choisi un volume de contrôle autour de l'aube et on applique le théorème de quantité de mouvement (fig.IV.16).

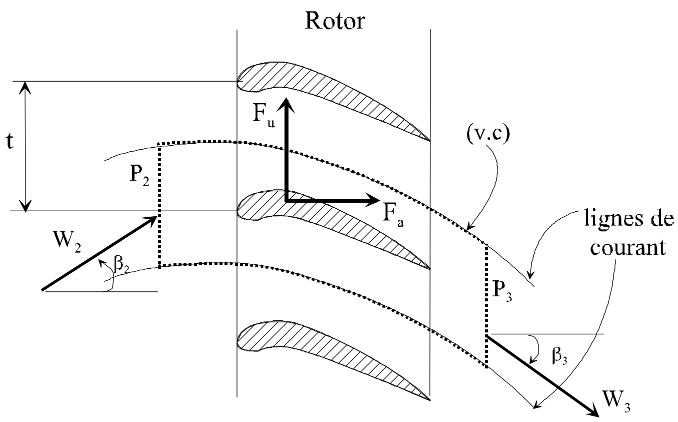

Figure IV.16- Efforts exercés par l'aube sur le fluide.

De la même manière que pour l'étage du compresseur on a suivant l'axe tangentiel:

$$F_u = D(w_{3u} - w_{2u}) \tag{4.26}$$

et suivant la direction axiale on a:

$$F_a = (P_2 - P_3)\,t + D(w_{3a} - w_{2a}) \tag{4.27}$$

Si la composante axiale est constante alors $w_{2a} = w_{3a} = w_a$ d'où:

$$F_a = (P_2 - P_3)\,t \tag{4.28}$$

IV.3- COUPLAGE DE LA TURBINE AVEC LE COMPRESSEUR

Le problème de performance du couplage de la turbine avec le compresseur a une grande importance pour les machines propulsives, qui sont obligées de fonctionner dans des conditions entraînant une large variation de poussée, de pression et de température d'entrée ainsi que du nombre de Mach.

Le problème du couplage est relativement simple bien que le calcul peut être long. La performance stationnaire de la machine est déterminée à chaque vitesse pour deux conditions:

- le débit masse de la turbine (D_t) doit être égal à la somme des débits masse du compresseur (D_c) et du débit de fuel injecté dans la chambre de combustion (D_f), moins les pertes de débit dans le compresseur;
- la puissance développée par la turbine doit être égale à celle demandée par le compresseur.

Etant donnés le nombre de Mach, les conditions d'ambiance, les rendements du diffuseur et de la tuyère, les sections de passage de l'air, la performance de la machine propulsive peut être déterminée par des abaques des performances du compresseur et de la turbine.

En principe, la procédure de calcul du couplage se fait de la manière suivante:

1- sélectionner la vitesse de travail;

2- supposer une température d'entrée turbine T_{04};

3- supposer un taux de compression du compresseur π_c;

4- calculer le travail du compresseur W_c par unité de masse;

5- calculer le rapport des pression, dans la turbine, nécessaire à produire W_c;

6- vérifier sur les abaques si $D_c + D_f = D_t$. Sinon, supposer une nouvelle valeur de π_c et répéter les étapes (4), (5) et (6) jusqu'à satisfaction de la continuité;

7- Maintenant calculer le rapport des pressions à travers la tuyère à partir des rapport de pression du diffuseur, du compresseur, de la chambre de combustion et de la turbine;

8- calculer la section de sortie de la tuyère nécessaire pour faire passer D_c calculé à l'étape (6) avec le rapport de pression calculé à l'étape (7) et la température d'arrêt calculée. Si la section calculée est différente de la section de sortie actuelle, supposer une nouvelle valeur de T_{04} (étape 2) et répéter la procédure.