

## Cours Compresseur Centrifuge (Radial)

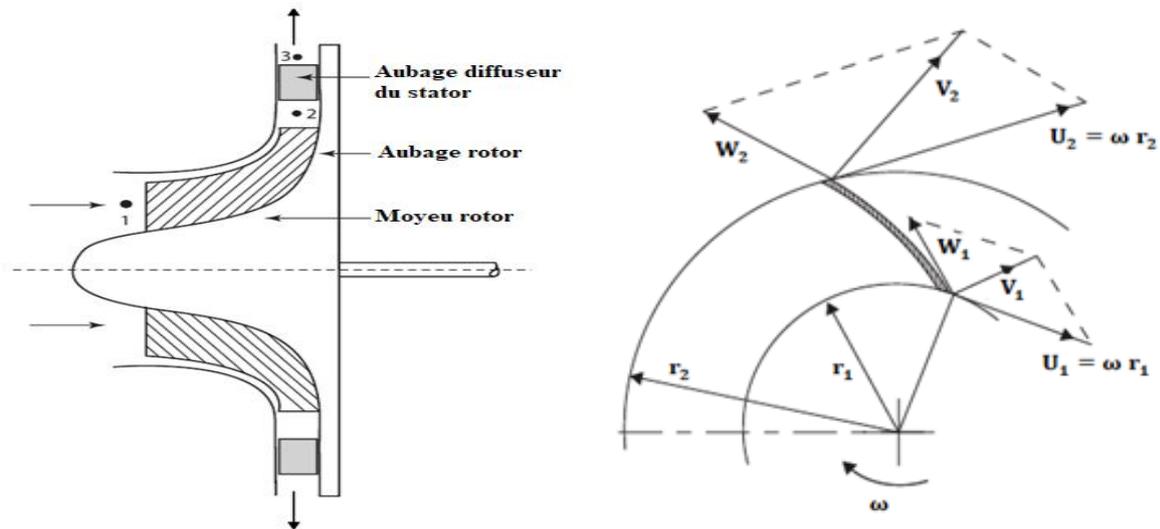


Figure 1. Schéma du rotor et triangle de vitesses (compresseur centrifuge)

### - 1) Couple

Le couple  $C$ , est égal à la variation du moment angulaire. En considérant une unité de masse d'air (kg), le couple est donné par l'équation suivante :

$$C = V_{t2} r_2 - V_{t1} r_1 \quad (1)$$

avec,  $V_{t1}, V_{t2}$  = composantes tangentielles respectivement des vitesses absolues :  $V_1, V_2$ .

Dans le cas où l'entrée de l'air dans le rotor est radiale alors :  $V_{t1} = 0$ , et  $C = V_{t2} r_2$

### - 2) Travail

Le travail théorique de compression est donné par application de l'équation d'Euler :

$$W_c = \omega C = \omega V_{t2} r_2 = (\omega r_2) V_{t2} = U_2 V_{t2} \quad (2)$$

### - 3) Glissement

Selon la théorie de Stodola, le glissement est dû à la rotation relative du fluide dans une direction opposée à celle du rotor avec la même vitesse angulaire que celle de la roue. Alors la direction de la vitesse relative est tangente du côté de la face haute pression de l'aube (Intrados), et elle est inclinée et opposée à l'orientation de la vitesse de rotation du côté basse

pression de l'aube (Extrados). Cette rotation relative du fluide (recirculation) dans l'aubage mobile est due aux effets suivants :

- la différence des pressions sur les faces actives des aubes intrados et extrados
- l'effet d'inertie, les particules de fluide dans l'écoulement, ont tendance à garder la direction principale par rapport au repère absolu ; Cet effet produit un tourbillon circulaire, entraînant une diminution de l'énergie échangée par rapport à celle calculée par l'équation d'Euler.

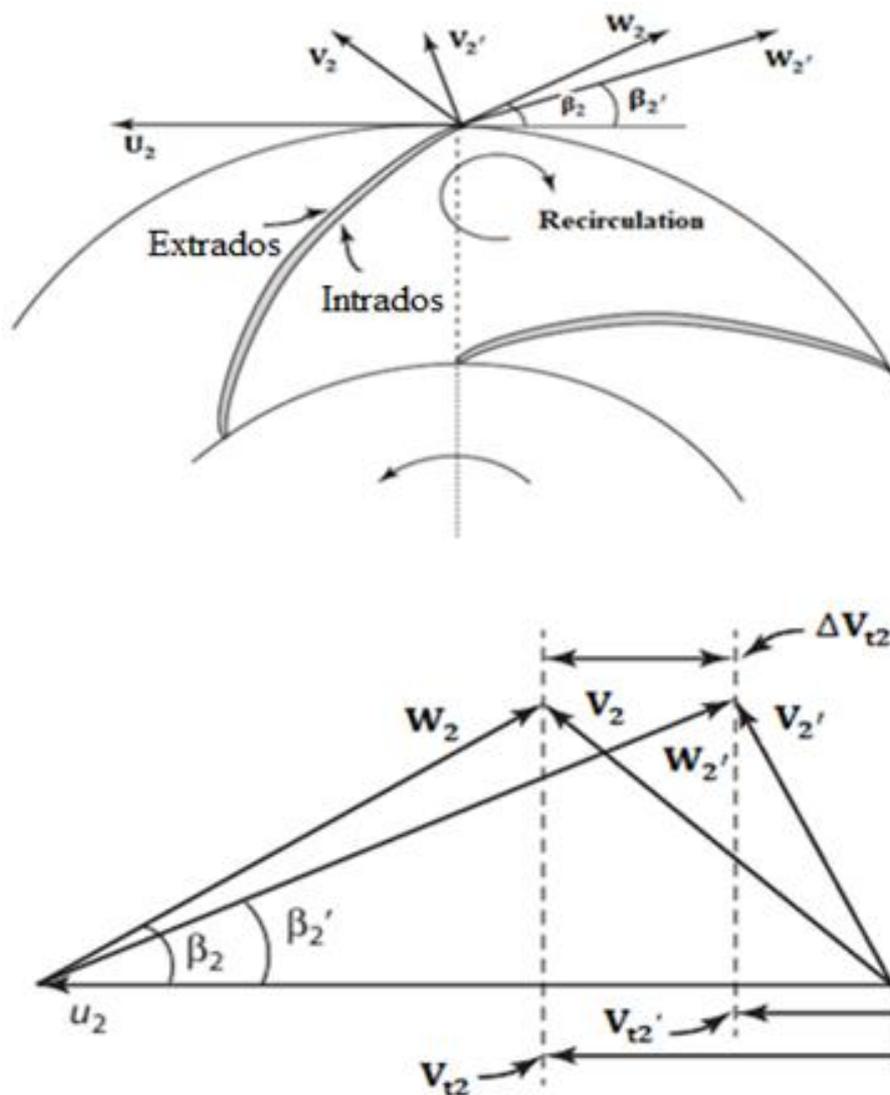


Figure 2. Glissement triangle de vitesses

Dans le fonctionnement réel du compresseur centrifuge, le fluide ne suit plus l'inclinaison de l'aube mobile, l'écoulement du fluide n'est pas tangent à l'aube. Il y'a déviation de

l'écoulement d'un angle de déviation  $\delta = (\beta_2 - \beta_{2'})$ , par rapport à l'aube. Cette déviation est habituellement comprise entre  $5^0$  et  $10^0$ , et dépend du nombre et de la forme des aubes (angle  $\beta_2$ ). La figure 2, montre le triangle de vitesses à la sortie de la roue dans les cas : avec et sans glissement. L'angle  $\beta_{2'}$ , est l'angle réel d'inclinaison de la vitesse relative, et  $\beta_2$  l'angle d'inclinaison théorique, et  $V_{t2}$ ,  $V_{t2'}$ , sont les composantes tangentielles des vitesses absolues correspondantes . Il résulte alors une différence  $\Delta V_t$ . Respectivement le facteur de glissement et le glissement sont donnés par les expressions suivantes :

$$\sigma = \frac{V_{t2'}}{V_{t2}}, \text{ et } \Delta V_{t2'} = (V_{t2} - V_{t2'}) \quad (3)$$

L'expression du travail dans le cas de glissement est :

$$W_c = U_2 V_{t2} = U_2 (\sigma U_2) = \sigma U_2^2 \quad (4)$$

#### - 4) Facteur de puissance

Pour le fluide réel, une partie de la puissance fournie par le rotor est absorbée pour surmonter les pertes qui ont un effet de freinage de l'air (tourbillon), la friction du disque, et le frottement du boîtier. Pour tenir compte de toutes ces pertes, on les indique par le facteur de puissance :  $\psi$ , dont la valeur est comprise entre 1,035 et 1,04.

Ainsi, le travail réel absorbé effectivement par l'air (en considérant le cas :  $V_{t1} = 0$ ), devient :

$$W_c = \psi \sigma U_2 V_{t2} = \psi \sigma U_2^2 \quad (5)$$

La température équivalente du travail reçu par l'air est :

$$T_{02} - T_{01} = \frac{W_c}{C_p} = \frac{\psi \sigma U_2^2}{C_p} \quad (6)$$

avec :  $T_{01}, T_{02}$  = respectivement les températures de stagnation à l'entrée et sortie de la roue ;  $C_p$  = la capacité calorifique.

#### - 5) Diffuseur

Dans le diffuseur il n'y'a pas d'échange de travail :  $T_{03} = T_{02}$ , où  $T_{03}$ , est la température de stagnation à la sortie du diffuseur.

Définition du rendement du diffuseur :

$$\eta_D = \frac{\text{augmentation d'enthalpie isentropique}}{\text{augmentation d'enthalpie réelle}}$$

$$= \frac{h_3' - h_2}{h_3 - h_2} = \frac{T_3' - T_2}{T_3 - T_2} \quad (7)$$

**- 6) Autres expressions :**

Soient les pressions de stagnation :  $P_{01}$ , à l'entrée du compresseur et  $P_{03}$ , à la sortie du diffuseur. Pour la transformation isentropique, on a :

$$\eta_c = \frac{T_{01} (T_{03}' / T_{01} - 1)}{T_{03} - T_{01}}, \text{ qui peut s'écrire comme suit :}$$

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left( \frac{T_{03}'}{T_{01}} \right)^{\gamma / (\gamma - 1)} = \left[ 1 + \frac{\eta_c (T_{03} - T_{02})}{T_{01}} \right]^{\gamma / (\gamma - 1)} = \left[ 1 + \frac{\eta_c \psi \sigma U_2^2}{C_p T_{01}} \right]^{\gamma / (\gamma - 1)} \quad (8)$$

L'équation (7), indique que le rapport de pression dépend également de la température d'entrée  $T_{01}$ , et de la vitesse à la sortie du rotor  $U_2$ . Pour un travail donné du compresseur, toute diminution de la température d'entrée  $T_{01}$ , fait augmenter le rapport de pression du compresseur.