

Chap.7-Les Compresseurs

7.1- Classification

Pour les turbomachines de compression, on peut trouver les deux modes de classement :

➤ **Suivant l'utilisation**, on a :

- les **ventilateurs** : faible taux de compression (inférieur à 1,20 en air) et faible vitesse du fluide dans la traversée de la machine ;
- les **soufflantes** : caractérisées par l'apparition marquée de la compressibilité avec des taux de compression plus élevés (entre 1,20 et 2) et des vitesses plus grandes ;
- les **compresseurs** : taux de compression élevé (supérieur à 2) pouvant nécessiter l'utilisation de plusieurs étages de compression montés en série.

➤ **Suivant la forme géométrique** : (centrifuges, axiales, hélico centrifuge)

Remarque : Les machines centrifuges se prêtent mieux à des taux de compression élevés ; les machines axiales sont capables de débits plus grands.

7.3- Triangle des vitesses dans le cas d'un compresseur

➤ **À l'entrée du compresseur** (indice ① figure 4a et b),

Pour le compresseur centrifuge (figure 4a) : $S_1 = 2\pi R_1 \ell_1$.

Pour le compresseur axial (figure 4b) : $S_1 = \pi(R_p^2 - R_1^2)R_1 \ell_1$

➤ **À la sortie de la roue** (indice ②, figure 4a et b), on a également :

Dans le cas du **compresseur axial**, si on prend le triangle des vitesses à la périphérie (coupe de tête), au rayon R_p , on constate que $R_1 = R_2$ et donc que $U_1 = U_2$

7.4- Évolution Thermodynamique du fluide dans le cas d'un compresseur :

L'évolution des pressions statique est totale dans un étage de compression à l'allure des courbes représentées sur la figure 7-2.

L'évolution thermodynamique est donnée par le diagramme h-s sur la fig. 7-2

7.5- Travail massique et Puissance nécessaire à la compression

■ Le **théorème d'Euler** [4] permet d'écrire La puissance absorbée par la roue est égale à :

$$P = C\omega = q_m(C_{2u}\omega R_2 - C_{1u}\omega R_1) \Rightarrow P = C\omega = q_m(C_{2u}U_2 - C_{1u}U_1)$$

Ce qui donne une variation d'enthalpie totale de : $\Delta H_0 = \frac{P}{q_m} = (C_{2u}U_2 - C_{1u}U_1)$

Par la simple application mathématique des relations dans les triangles, le théorème d'Euler peut s'écrire de la façon suivante : $2\Delta H_0 = (U_2^2 - U_1^2) + (C_2^2 - C_1^2) - (W_2^2 - W_1^2)$

■ Dans la pratique courante, on rencontre deux types principaux de machines :

- les machines opérant à température sensiblement constante et qu'on appelle **isothermes** ;
- les machines opérant sans échange de chaleur avec l'extérieur et qu'on appelle **adiabatiques**.

➤ **Machines idéales** (sans irréversibilités internes) Selon les principes de la thermodynamique

- Pour la **transformation isotherme parfaite**, le travail sur l'arbre est : $\partial W_t = \frac{\partial p_t}{\rho_t}$

$$\text{Soit avec : } \rho_0 = \frac{p_0}{rT} \Rightarrow \partial W_t = rT \frac{\partial p_0}{p_0} \Rightarrow W_t = rT \ln \frac{p_{03}}{p_{01}} \Rightarrow P_{\text{idéale}} = q_m r T_{01} \ln \tau$$

- Pour la **transformation adiabatique**, le travail sur l'arbre est donné par :

$$W_t = dH_0 = C_p dT_0 = C_p (T_{03} - T_{01}) \Rightarrow P_{\text{réelle}} = q_m C_p (T_{03} - T_{01})$$

- Pour la **transformation isentropique parfaite**, le travail sur l'arbre est donné par :

$$W_t = C_p T_{01} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \Rightarrow P_{\text{idéale}} = q_m C_p T_{01} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

En appliquant la loi de transformation isentropique d'un gaz parfait : $\frac{p_{03}}{p_{01}} = \left(\frac{T_{03}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \tau$

Remarque :

• Dans le cas des **ventilateurs** qui chauffent très peu, il n'y a pas lieu de distinguer entre les ventilateurs adiabatiques et isothermes ; on a tout simplement : $\partial W_t = \frac{dp_0}{\rho} = \frac{p_{03}-p_{01}}{\rho}$

$$D'où : \Rightarrow P = \frac{q_m}{\rho}(p_{03} - p_{01}) = q_v(p_{03} - p_{01})$$

• Un **compresseur** peut être généralement considéré comme adiabatique car ses surfaces d'échange vis-à-vis de l'extérieur sont très faibles.

7.6- Rendements

► Pour une **machine isotherme**, le **rendement isotherme** η est défini par le rapport de la puissance idéale sur la puissance réelle de l'arbre, soit : $\eta_{iso} = \frac{P_{idéale}}{P_{réelle}} = \frac{q_m r T_{01} \ln \tau}{P_{réelle}}$

► Pour une **machine adiabatique**, on définit d'abord le **rendement adiabatique** par :

$$\eta_{ad} = \frac{P_{idéale}}{P_{réelle}} = \frac{q_m C_p T_{01} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{q_m C_p (T_{03} - T_{01})} \quad \text{soit :} \quad \eta_{ad} = \frac{P_{idéale}}{P_{réelle}} = \frac{T_{01} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{(T_{03} - T_{01})} = \frac{\Delta T_{iso}}{\Delta T_{réel}}$$

Il est un autre rendement couramment utilisé par les constructeurs de compresseurs multi étages. Ainsi pour chaque étage, comprimant peu, on aurait pour une transformation isentropique (réversible, sans échange de chaleur) : $\frac{dT}{T} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{dp}{p}$ Comme cet étage a un rendement $\eta_{étage}$, il vient en fait : $\frac{dT}{T} = \frac{\gamma-1}{\gamma \eta_{étage}} \frac{dp}{p} \Rightarrow$

$$\eta_{étage} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{\ln \tau}{\ln T} \quad \text{Avec } T = T_{03}/T_{01}$$

C'est ce rendement d'étage qui, d'une façon plus générale, est appelé **rendement polytropique**.

Tableau 1 – Puissances et rendements des machines à fluide compressible

Machines	Puissance pour une compression idéale	Puissance pour une compression réelle	Rendement
Compresseurs et soufflantes isothermes	$P = q_m r T_{01} \ln \tau$	$P_{réelle}$	$= \frac{q_m r T_{01} \ln \tau}{P_{réelle}}$
Ventilateurs	$P = q_v (p_{03} - p_{01})$	$P_{réelle}$	$= \frac{q_m (p_{03} - p_{01})}{\rho P_{réelle}}$
Compresseurs et soufflantes adiabatiques	$q_m C_p T_{01} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$	$= q_m C_p (T_{03} - T_{01})$	$= \frac{T_{01} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{(T_{03} - T_{01})}$ $\eta_{pol} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{\ln \tau}{\ln T}$

7.7- Courbes caractéristiques et phénomènes dans les compresseurs :

L'examen de ces courbes caractéristiques amène deux constatations.

►►► En effet, lorsque l'on augmente la contre-pression à l'aval de la machine, le débit se réduit ; on arrive ainsi progressivement à un maximum de taux de compression.

► Si l'on veut diminuer encore le débit, le fonctionnement devient instable. Ce phénomène est appelé **pompage**. Les points limites de chaque isovitesse forment la **ligne de pompage** du compresseur (**figure 7-4**):

► Dans le cas d'un **compresseur axial multicellulaire**, le compresseur complet n'a pas encore atteint sa limite de pompage alors que le premier ou même les premiers étages sont à leur maximum de pression. Cela correspond à la zone de fonctionnement (**région A, figure 7-5**). Ce phénomène, connu sous le nom de **décollement tournant**, est tel que, dans une roue, le décollement n'affecte que certaines zones (**zones B, figure 7-5b**), et que ces zones se déplacent en rotation à une vitesse ω' qui n'est qu'une fraction de la vitesse de rotation ω de la roue. Les risques entraînés sont des ruptures des aubes par vibration.

►►► L'autre constatation est que, on trouve qu'au fur et à mesure que l'on accroît la vitesse de rotation dans un compresseur donc la vitesse du fluide augmente, la courbe du débit s'infléchit comme le montre la **figure 7-6** et passe par un maximum pour un nombre de Mach débitant égal à 1. On dit qu'il y a un **blocage sonique** ou que l'on atteint le **débit limite d'étouffement**.

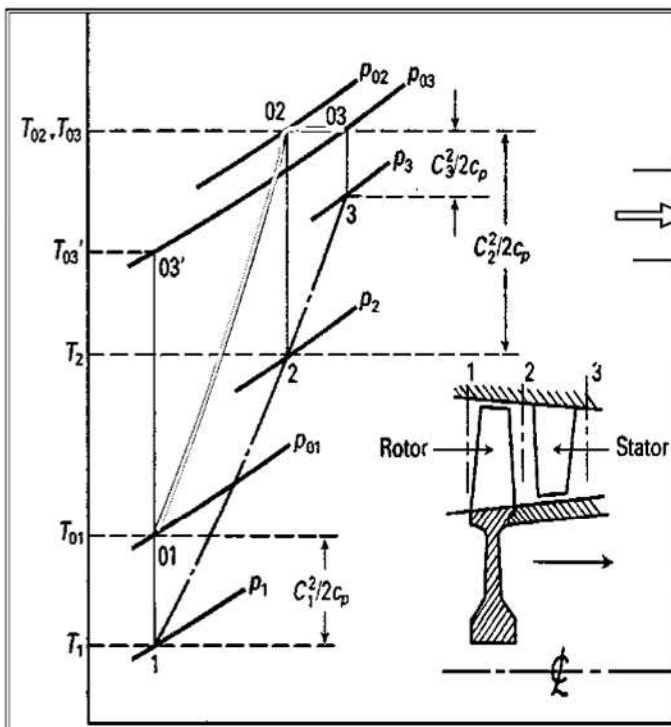


Fig.7-1- Diagramme T-s d'un compresseur axial

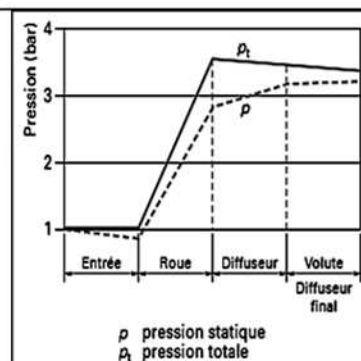
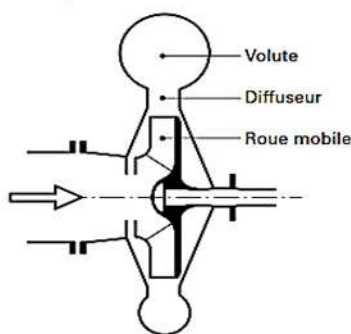
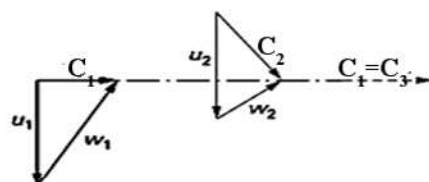
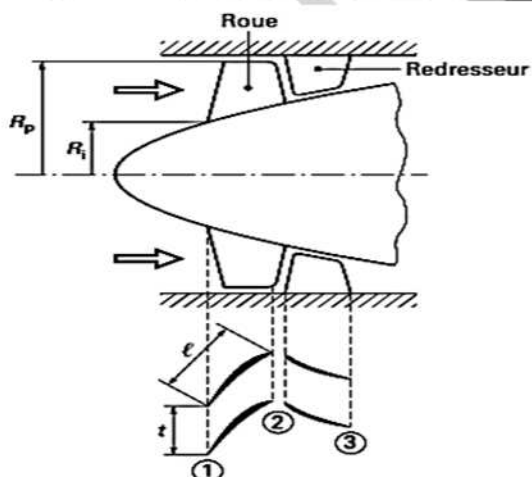
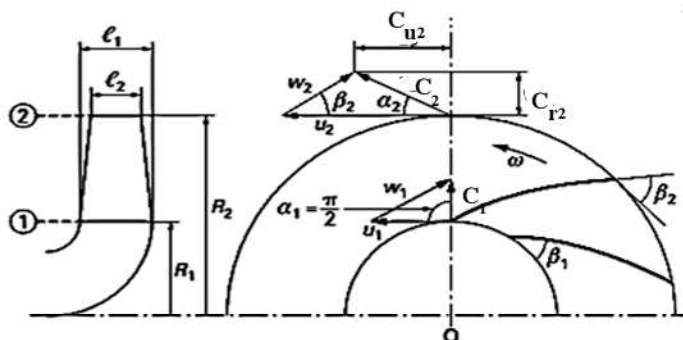


Fig.7-2-Evolution des pressions dans un compresseur



machine axiale



machine centrifuge

Fig.7-3-Triangle des vitesses pour un compresseur

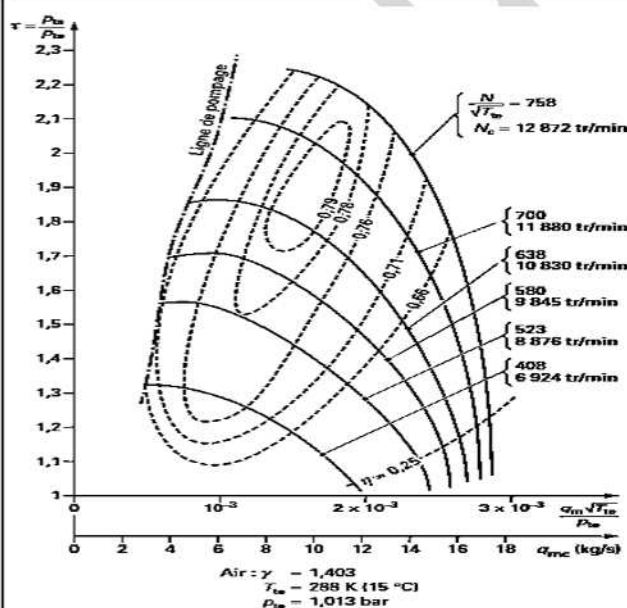


Fig.7-4-Courbes d'isorendement d'un compresseur

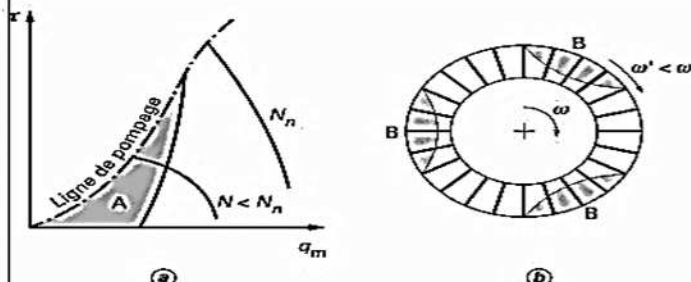


Fig.7-5-Phenome de decollement tournant

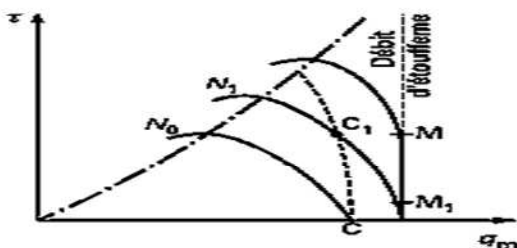


Fig.7-6-Phenome de Blocage sonique