

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
ENP D'ORAN "MAURICE AUDIN"

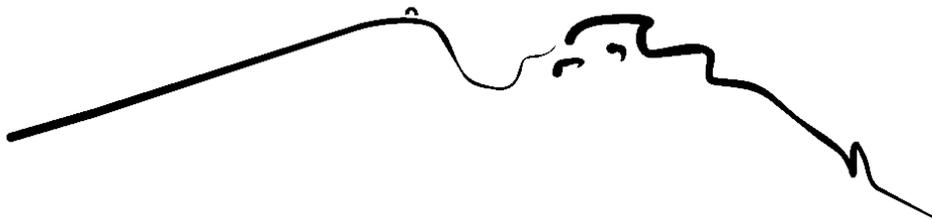
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



SUPPORT DE COURS N° 4

Complément de Master

LES COMPRESSEURS



Enseignant : M. Sid Ali LITIM

I. Définition générale

Les compresseurs se présentent sous des formes très variées en fonction de leurs conditions d'utilisation et de leurs caractéristiques de pression et de débit.

Deux grandes classes de machines peuvent être retenues : les compresseurs volumétriques et les compresseurs rotodynamiques ou turbocompresseurs axiaux et centrifuges.

I.1. Applications

Les applications des compresseurs sont très diversifiées. La liste ci-après donne des exemples d'utilisation de ces machines :

- fabrication d'air comprimé (air instrumentation, nettoyage de pièces, peinture...);
- compression et déplacement des gaz procédés;
- transport des matières pulvérulentes (transports « pneumatiques » des poudres);
- réalisation de vide et de dépression (distillation, cristallisation sous vide, évaporation...);
- assainissement des locaux (ventilation, climatisation...);
- brassage de bassins de fermentation.

I.2. Généralités

I.2.1 Critères de choix

- Qualité du gaz
- Propreté du gaz
- Nocivité du gaz
- Débit, pression (taux de compression)

Pour ces deux derniers points, la Figure 1 donne une information sur les plages habituelles de fonctionnement des diverses catégories de compresseurs.

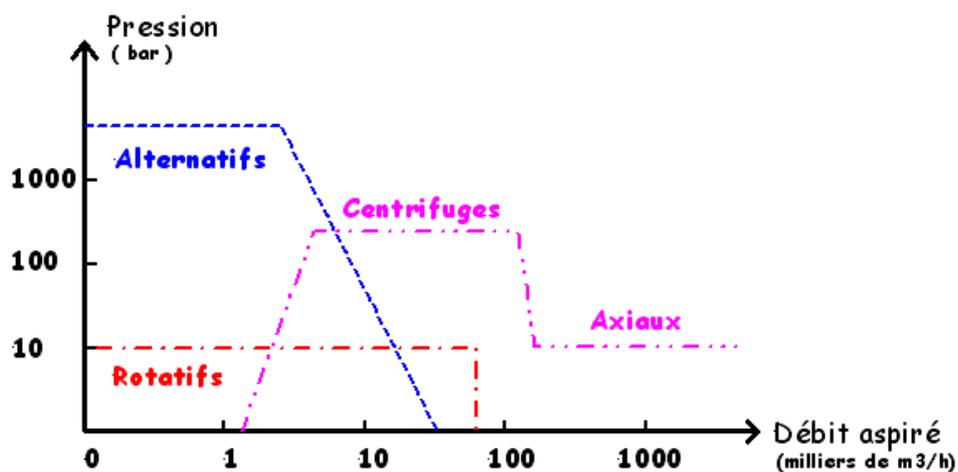


Figure 1: Critères de choix d'un compresseur

I.2.2 Taux de compression

Le taux de compression η_c est le rapport de la pression au refoulement p_2 à la pression

d'aspiration p_1 . $\eta_c = \frac{p_2}{p_1}$

La dénomination classique des machines suivant le taux de compression est :

- ventilateur, pour $\eta_c < 1.3$;
- soufflantes pour $1.3 < \eta_c < 2.0$;
- Compresseurs pour $\eta_c > 2.0$.

I.2.3 Compression : aspect énergétique

I.2.4. Température

La compression nécessite du travail et dégage de la chaleur ; cette chaleur contribue à l'augmentation de la température du gaz (augmentation de température du corps de la pompe à vélo lors du gonflage d'un pneumatique).

Dans le cas d'une compression adiabatique, cette température est donnée par la relation :

$$T_2 = T_1 \times \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{Où } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

I.2.5 Travail de compression

Pour un compresseur parfait, le travail de compression (W_i) est égal au travail de transvasement du

fluide (W_t) et vaut $W_i = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp$

Cette intégrale peut être déterminée par l'aire de la courbe $p = f(v)$ dans un diagramme de Clapeyron ($p - v$).

La courbe est déterminée par le type de la compression :

- compression isotherme (réalisée à température constante soit $p \cdot v = \text{constante}$) ;
- compression adiabatique (pas d'échange de chaleur avec l'extérieur soit $p \cdot v^\gamma = \text{constante}$) ;
- compression polytropique (compression réelle déterminée par $p \cdot v^n = \text{constante}$).

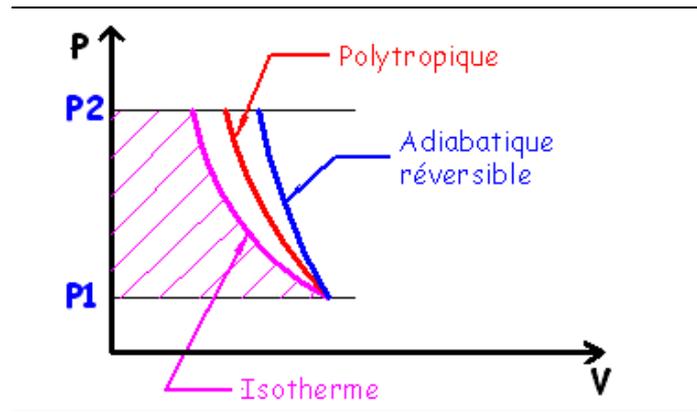


Figure 2: Processus de compression

Pour la compression isotherme par exemple, le travail de compression est représenté par l'aire hachurée de la Figure 2. On peut alors constater que $W_{\text{isotherme}} < W_{\text{polytropique}} < W_{\text{adiabatique}}$.

Il est donc plus intéressant d'un point de vue énergétique de réaliser une compression isotherme. En conséquence, pour fournir un travail minimum, il est souhaitable de refroidir le compresseur (ou le gaz entre 2 étages de compression) et de ne pas le calorifuger.

Exemple :

Un compresseur aspire de l'air atmosphérique (température $T_0 = 295\text{K}$ et pression $P_0 = 1\text{bar}$) et le refoulement à une pression $P_1 = 3\text{ bars}$ et une température $T_1 = 350\text{K}$. Son débit est de $1\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

On donne la masse de l'air $M = 29\text{ mol}^{-1}$.

Sa capacité massique thermique $C = 1\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\text{ K}^{-1}$.

On suppose que l'air est un gaz parfait et que son état local évolue selon la loi polytropique $PV^k = C^{\text{ste}}$. Déterminer la puissance mécanique fournie par le moteur et la puissance thermique échangée

Solution de l'exemple :

Pour déterminer k on a $P.V^k = C^{\text{ste}}$ ou encore $P \cdot \left(\frac{n.R.T}{P}\right)^k = C^{\text{ste}}$ soit $P^{1-k} \cdot T^k = C^{\text{ste}}$

$$P_0^{\frac{1-k}{k}} \cdot T_0 = P_1^{\frac{1-k}{k}} \cdot T_1 \Rightarrow \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{1-k}{k}} = \frac{T_1}{T_0} \Rightarrow \frac{1-k}{k} \times \ln \frac{P_0}{P_1} = \ln \frac{T_1}{T_0}$$

$$\Rightarrow \frac{1-k}{k} = \frac{\ln\left(\frac{T_1}{T_0}\right)}{\ln\left(\frac{P_0}{P_1}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{350}{295}\right)}{\ln\left(\frac{1}{3}\right)} = -0,156 \quad ; \quad \frac{1-k}{k} = -0,156 \rightarrow k = 1,184$$

En l'absence de frottement la travail moteur égal au travail de transvasement

$$w_m = \int_A^B V \cdot dP \quad \text{avec} \quad V = V_0 \times \left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{1}{k}}$$

$$\Rightarrow w_m = \int_0^1 \left(V_0 \cdot P_0^{\frac{1}{k}}\right) \cdot P^{-\frac{1}{k}} \cdot dP = \left(V_0 \cdot P_0^{\frac{1}{k}}\right) \times \left[\frac{P^{-\frac{1}{k}+1}}{1-\frac{1}{k}} \right]_0^1$$

$$\Rightarrow w_m = \frac{k}{k-1} \times (P_1 \cdot V_1 - P_0 \cdot V_0) = \frac{k}{k-1} \times \frac{R}{M} \cdot (T_1 - T_0)$$

AN : $w_m = 101 \text{ kJ / kg}$

Ce travail correspond à l'air refoulé pendant une seconde, donc c'est la puissance mécanique du moteur. Le travail thermique s'écrit : $q = \Delta h - w_m$ avec $\Delta h = Cp \cdot \Delta T = 55 \text{ kJ} \rightarrow q = -46 \text{ kJ / kg}$

Le signe (-) signifie que le compresseur a reçu le travail w_m et a cédé de la chaleur au milieu extérieur.

II. Classification des compresseurs

Les compresseurs sont classés en deux catégories suivant le mode de transfert de l'énergie au gaz : les compresseurs volumétriques et les compresseurs dynamiques (turbocompresseurs). Le diagramme suivant illustre les grandes familles de compresseurs [1] :

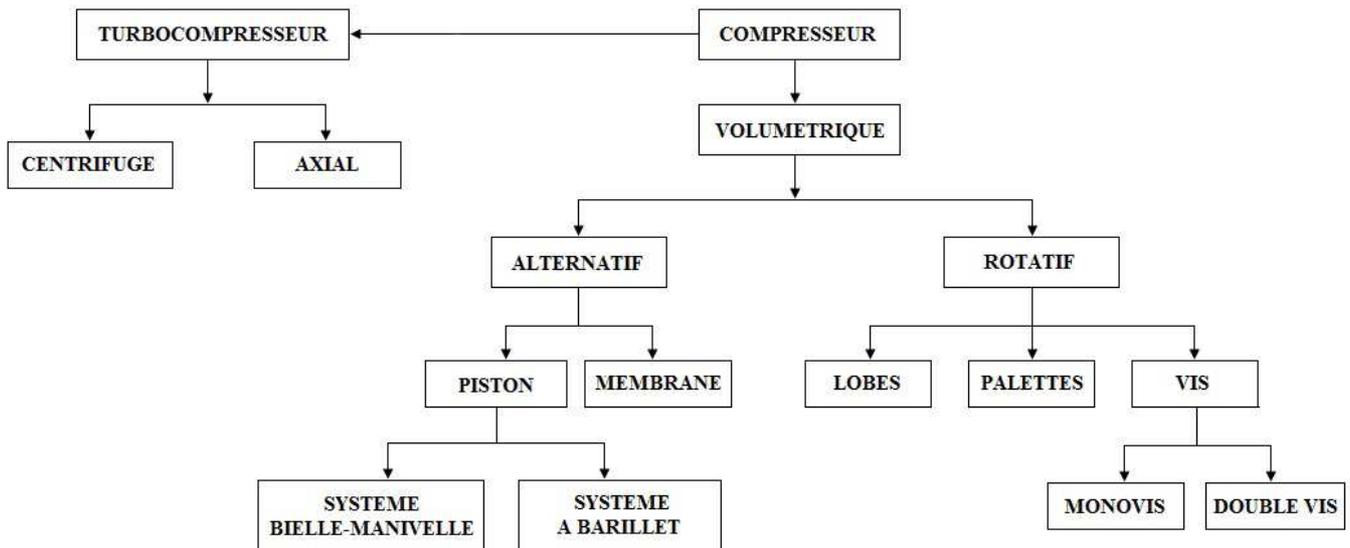


Figure 3 : Différentes classification des compresseurs

II.1. Compresseurs volumétriques

II.1.1. Compresseurs alternatifs

II.1.1.1. Étude du cycle de compression

Le volume balayé par le piston — du Point Mort Bas (PMB) au Point Mort Haut (PMH) — est appelé la cylindrée V_C . Le volume résiduel non balayé au-dessus du PMH s'appelle le volume mort ; il sera représenté par une fraction E de la cylindrée soit $E V_C$.

L'étude du cycle (Figure 4) commence alors que le piston se trouve au point mort haut (PMH). Il va alors se déplacer vers le point mort bas (point 1) et donc aspirer du gaz à la pression P_1 . Lorsque le piston arrive au PMB (point 1), la phase de compression en vase clos commence (suivant la courbe de compression polytropique) pour atteindre la pression P_2 (point 2) : le clapet de refoulement s'ouvre et la phase de refoulement s'amorce et se poursuit jusqu'au point 3 (PMH). Là, commence la détente du gaz emprisonné dans le volume mort ($E V_C$) suivant une courbe de détente polytropique où la pression P_1 est atteinte au point 4.

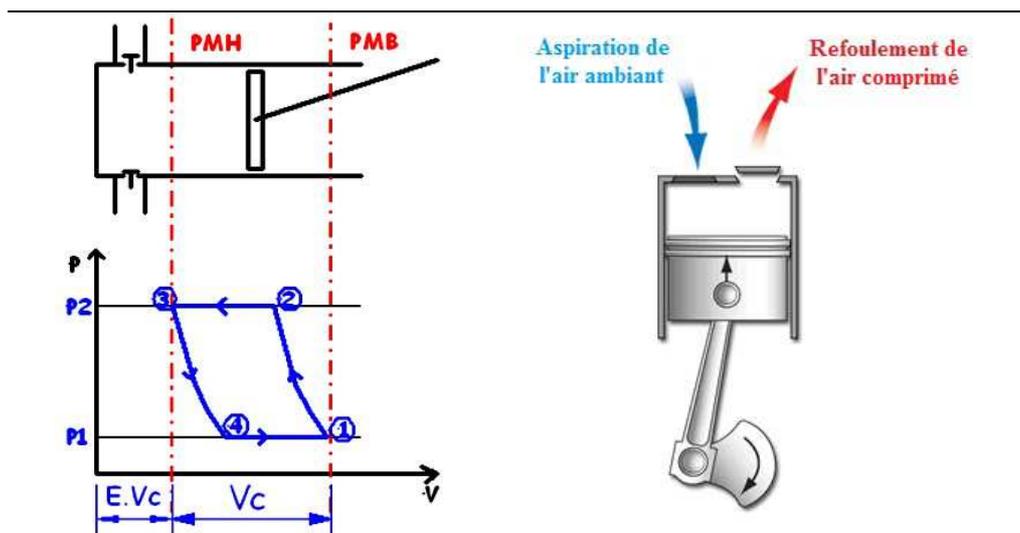


Figure 4 : Cycle théorique de compression

Dans la suite, on notera V_i le volume au point i du cycle (Figure 3.16).

On constate alors que le volume aspiré par cycle est $V_a = V_1 - V_4$.

Le rendement volumétrique du compresseur est alors $\eta_{v_i} = \frac{V_a}{V_c}$.

La compression étant supposée polytropique, elle est définie par la relation. $p \cdot v^n = \text{constante}$

En utilisant la relation précédente appliquée aux points i (exemple : $p_2 (E \cdot V_c)^n = p_1 \cdot V_1^n$) et en

remarquant que $V_1 = V_c (1+E)$, le rendement volumétrique indiqué peut être mis sous la forme :

$$\eta_{v_i} = 1 - E \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

Il ressort de cette relation que :

- η_{v_i} diminue si le volume mort augmente ;
- η_{v_i} diminue si le taux de compression $\frac{p_2}{p_1}$ augmente.

Des remarques précédentes, il peut être déduit deux éléments essentiels dans le fonctionnement des compresseurs :

- la variation du volume mort peut être utilisée dans la régulation de débit d'un compresseur alternatif ;
- il n'est pas toujours possible d'obtenir le taux de compression souhaité en un seul étage ; au contraire, pour augmenter η_{v_i} , il est préférable de réaliser une compression étagée (utilisation de compresseurs bi-étagés par exemple).

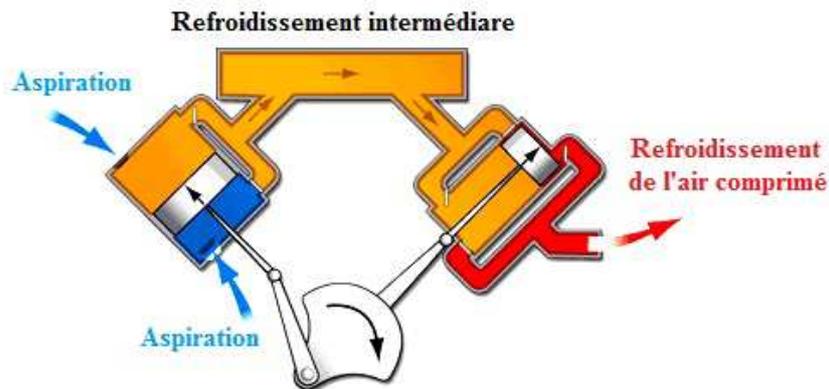


Figure 5: Compresseurs à deux étages

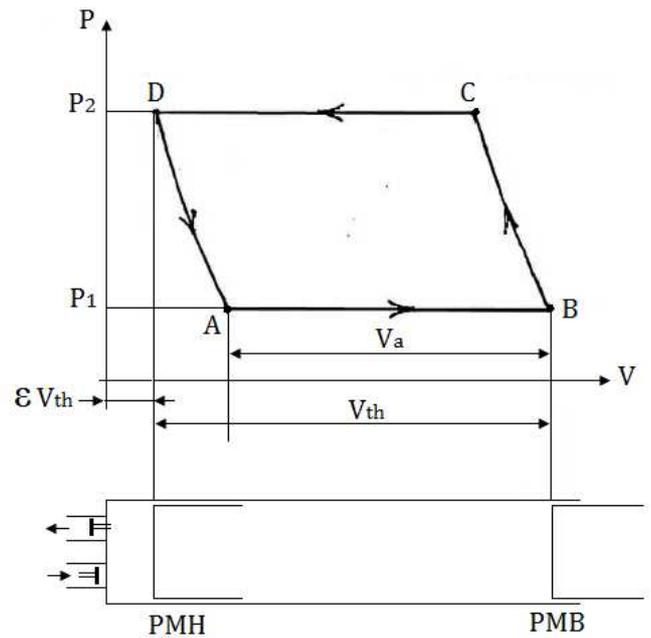
L'air, qui entre à pression atmosphérique, est comprimé dans le premier étage, puis refroidi avant d'être à nouveau comprimé dans un deuxième étage. Les deux côtés des cylindres de compression sont utilisés alternativement, multipliant par deux le volume d'air comprimé obtenu à chaque tour du moteur par rapport à une machine simple action [2].

II.1.1.1.1. Exemple d'application

A - Coefficient de remplissage et espace mort :

Observons le fonctionnement du compresseur sur la figure ci-contre où les clapets sont supposés parfaits. Les temps d'ouverture et de fermeture des clapets conditionnent directement le rendement volumétrique du compresseur : en phase de refoulement, une partie du débit aspiré est refoulé dans l'aspiration (retard de fermeture du clapet d'aspiration).

En phase d'aspiration, une partie du gaz déjà refoulé est réaspiré au travers du clapet de refoulement (retard de fermeture du clapet de refoulement).



On définit sur le diagramme précédent les différentes phases :

- B → C : compression
- C → D : débit à pression constante
- D → A : détente du gaz contenu dans l'espace mort
- A → B : aspiration à pression constante

On définit également les volumes suivants :

- V_{th} : volume balayé par les pistons
- V_a : volume réellement aspiré

Le coefficient de remplissage est défini par le rapport : $\eta_v = V_a / V_{th}$

On démontre que celui-ci prend la forme :

$$\eta_{v_i} = 1 - E \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$$

où E représente l'espace mort.

Pour : $p_2 / p_1 = 6,32$ et $k = 1,3$ on observe les valeurs suivantes :

E = 1%	$\eta_v = 96,8$
E = 2%	$\eta_v = 93,7$
E = 3%	$\eta_v = 90,6$
E = 4%	$\eta_v = 87,5$
E = 5%	$\eta_v = 84,3$

Pour un même compresseur, le passage de 1% à 5% d'espace mort entraîne une baisse de débit de l'ordre de 15%.

B - Calcul de la pression de refoulement maximale :

La pression de refoulement maximale est la valeur pour laquelle le débit du compresseur s'annule. On obtient cette condition limite à partir de la relation précédente lorsque le coefficient de remplissage s'annule :

$$0 = 1 - E \left[\left(\frac{P_{2 \max}}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$$

$$P_{2 \max} = P_1 \cdot \left(\frac{1+E}{E} \right)^k$$

Pour : $P_1 = 1 \text{ bar}$ et $k = 1,3$ → On obtient :

$$\left\{ \begin{array}{l} P_2 \text{ max} = 403 \text{ bars} \\ P_2 \text{ max} = 166 \text{ bars} \\ P_2 \text{ max} = 99 \text{ bars} \\ P_2 \text{ max} = 69 \text{ bars} \\ P_2 \text{ max} = 52 \text{ bars} \end{array} \right.$$

II.1.1.2. Types de Compresseur

La montée en pression de l'air jusqu'à 200 ou 300 bars ne peut se faire en une seule fois, et nécessite la mise en série de 3, 4 ou 5 étages. Cela est impératif à cause des contraintes : mécaniques imposées aux matériaux, et sur les huiles utilisées.

Il existe des compresseurs 3 étages transformant successivement les pressions d'air de la pression ambiante à 6 bars puis 45 bars et 220 à 300 bars. A 4 étages (ambiant, 4 bars, 20 bars, 60 bars, et 220 à 300 bars), A 5 étages (ambiant, 4 bars, 15 bars, 45 bars, 150 bars et 220 à 300 bars).

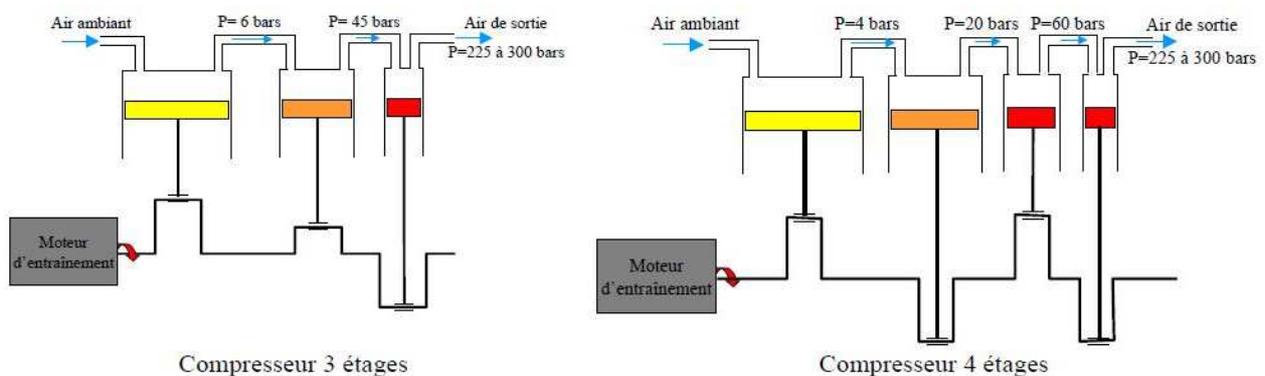
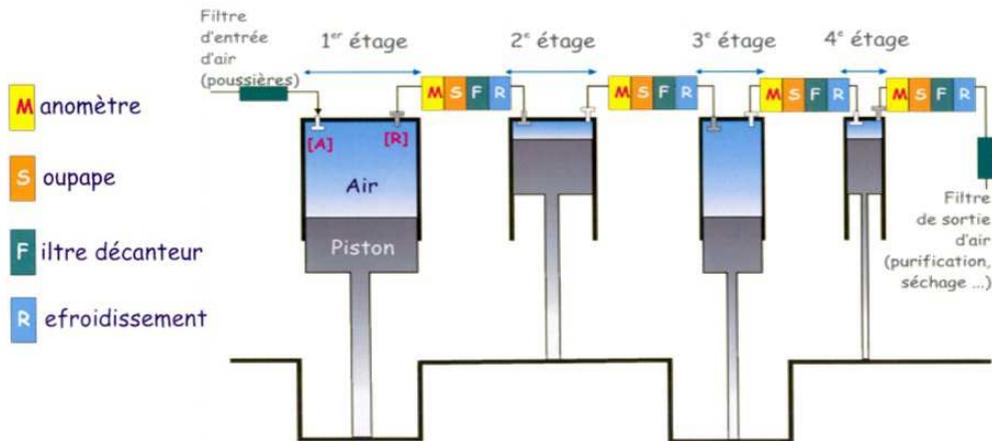


Figure 6 : schémas simplifiés des étages de compresseur

Pour que l'air puisse être monté en pression jusqu'à 200 ou 300 bars, il faut que cela se fasse en toute sécurité avec :

- Des soupapes d'aspiration & de refoulement,
- Des soupapes de sécurité
- Des refroidisseurs,
- De l'huile de lubrification,
- Clapet anti-retour.

II.1.1.3. Types de piston

La figure 7 donne une idée sur les différents types des pistons alternatifs des compresseurs d'air, parmi ces pistons on distingue :

- Le piston simple effet travaille sur une seule face.
- Le piston double effet travaille sur ses deux faces: pendant qu'une face est en phase de compression, l'autre est en phase d'aspiration, le débit étant de ce fait plus régulier.
- Le piston étagé comporte deux pistons superposés se déplaçant dans des cylindres concentriques.
- Le piston différentiel comporte deux diamètres différents : il travaille en double effet mais sur des niveaux de pression différents et il permet de réaliser une compression bi-étagée.

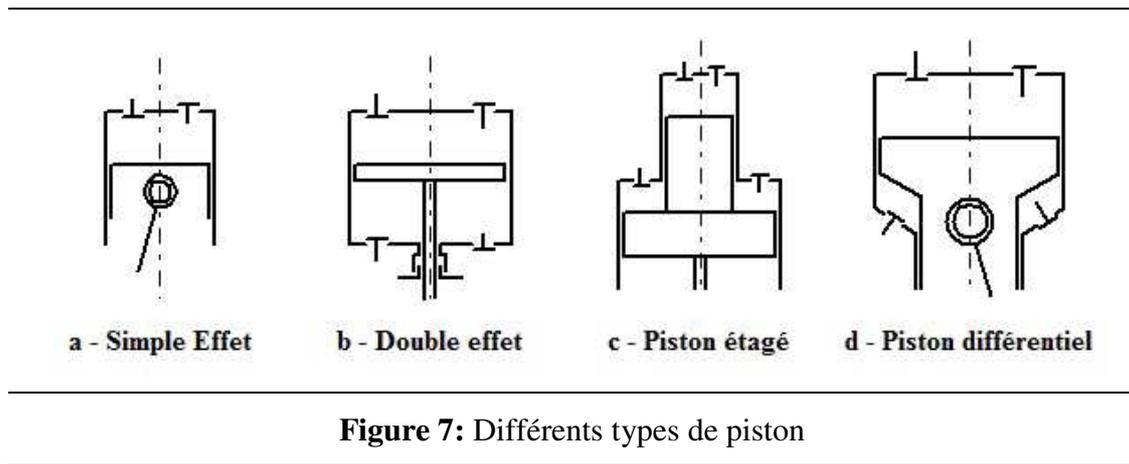


Figure 7: Différents types de piston

II.1.1.4. Compresseur à piston alternatif à double effet

Dans le cas d'un compresseur à double effet, le mouvement rectiligne du piston (nécessaire pour assurer l'étanchéité de la tige du piston côté mécanisme) est assuré par une crosse couissant dans une glissière.

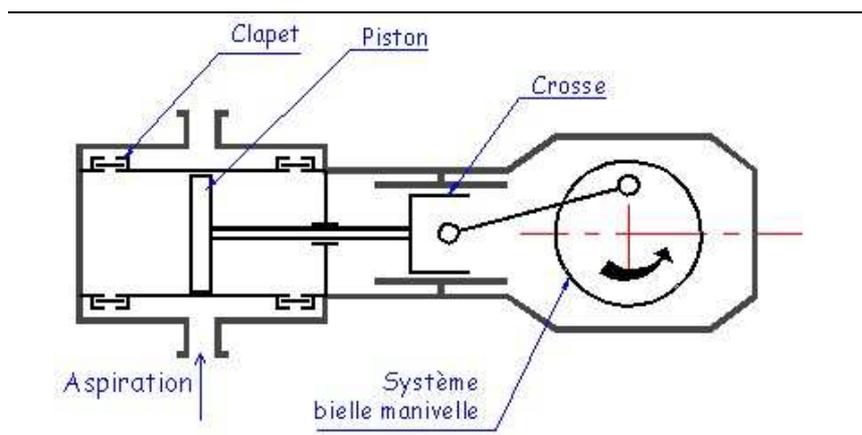


Figure 8: Compresseur alternatif à Double effet

II.1.1.5. Compresseur à membrane

C'est la déformation élastique d'une membrane qui assure l'aspiration et la compression du gaz. Un système hydraulique permet d'assurer la flexion de la membrane : un piston se déplace dans le cylindre et agit sur le fluide hydraulique qui transmettra son mouvement oscillatoire à la membrane. Le rôle du plateau à trous est d'assurer une bonne répartition du fluide sous la membrane. Celle-ci est souvent constituée de trois disques métalliques : ce système a l'avantage de permettre la détection de la rupture de la membrane par une mesure de pression.

La membrane assure une étanchéité statique côté gaz procédé. De ce fait, les compresseurs à membrane sont utilisés pour des gaz dangereux, nocifs et corrosifs. La membrane permet également de réaliser l'étanchéité vis à vis de la partie mécanique.

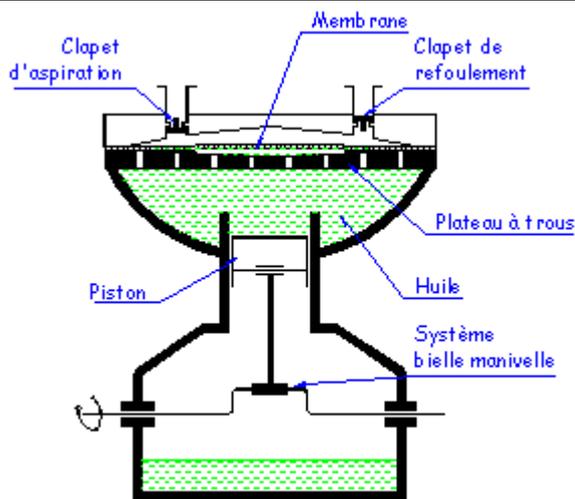


Figure 9: Compresseur à membrane

II.1.2. Compresseurs rotatifs

II.1.2.1. Compresseur à palettes

Il est constitué d'un stator cylindrique dans lequel tourne un rotor excentré. Ce dernier est muni de rainures radiales dans lesquelles coulisent des palettes qui sont constamment plaquées contre la paroi du stator par la force centrifuge (Figure 10).

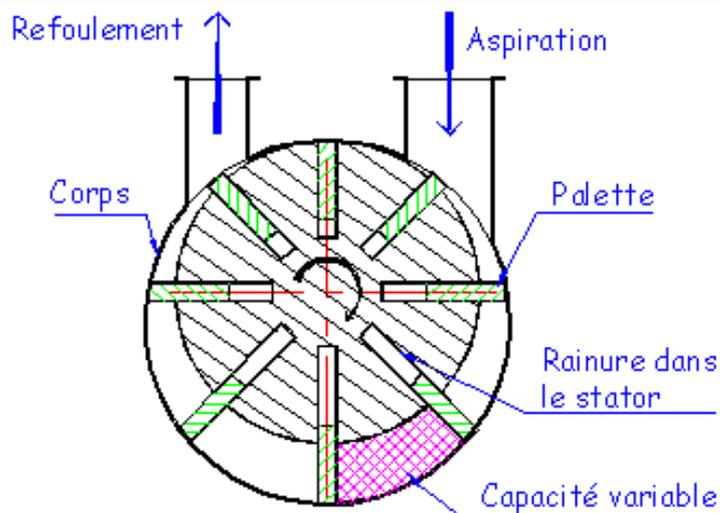


Figure 10: Compresseur à palettes.

La capacité comprise entre deux palettes est variable. Devant la tubulure d'aspiration, le volume croît : il y a donc aspiration du gaz. Ce gaz est ensuite emprisonné entre deux palettes et transporté vers la tubulure de refoulement. Dans cette zone, le volume décroît et le gaz comprimé s'échappe dans la tuyauterie de refoulement.

Deux conceptions de compresseur existent :

- fonctionnement avec lubrification : les palettes sont en général en acier et l'huile, outre l'amélioration du frottement entre palettes et stator, assure l'évacuation des calories et améliore l'étanchéité au niveau des contacts palettes/stator. Dans cette configuration, le gaz comprimé est pollué par l'huile.
- Fonctionnement à sec avec des palettes en composites chargé en graphite.

Volume engendré par le compresseur à palettes

Le volume entre deux palettes est : $\pi.D.2.e.L / n$ avec :

D : diamètre du carter extérieur

e: excentricité du rotor par rapport au carter

L : largeur des palettes

n : nombre de palettes.

Le volume engendré est le produit :

- Du volume maximum entre 2 palettes à l'admission
- Du nombre de tours par second
- D'un coefficient $(1-E) = 1 - 0,05$ qui tient compte de l'épaisseur E des palettes
- Le rapport L/D est compris entre 1 et 2,5

Alors, le débit volumique s'écrit : $q_v = 2. \pi.L.D.e.(N/60).(1-E)$

Avantages.

Le compresseur à palette se distingue par :

- L'absence de clapet,
- La régularité du débit d'air et du couple résistant,
- Le gain de poids et d'encombrement.

Inconvénients.

Les difficultés de réalisation sont dues :

- Au frottement des palettes sur le cylindre,
- A la dissymétrie des poussées sur le rotor,
- A la vitesse linéaire de la palette sur le cylindre limitée à 12 m/s,
- A la dissymétrie entre lumière d'admission et d'échappement, le sens de rotation est imposé dès que la différence de pression entre entrée et sortie dépasse 40 cm de mercure.

II.1.2.2. Compresseur à vis

II.1.2.3. Compresseur mono-vis

Le compresseur à vis mono-rotor ou simple vis est constitué d'un rotor principal (vis sans fin) avec des cannelures hélicoïdales et deux satellites. Les deux satellites sont recouverts d'une matière du type téflon et sont disposés de chaque côté du rotor principal, de l'huile est injectée sur la vis pour parfaire l'étanchéité (vis, satellites). Quand la vis tourne, le fluide remplit les canaux de la vis puis les satellites réduisent le volume dans ces cannelures le travail de la compression s'effectue alors dans la partie supérieure du compresseur pour un satellite et simultanément un processus analogue s'opère du côté du deuxième satellite, mais dans la partie inférieure du compresseur. Le gaz est refoulé ensuite par des orifices de part et d'autre des satellites [3].

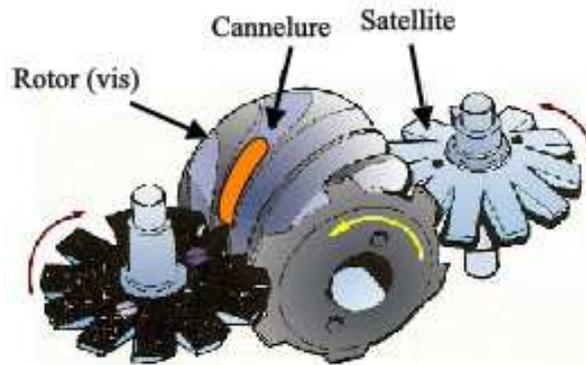


Figure 11 : Compresseur mono-vis [3]

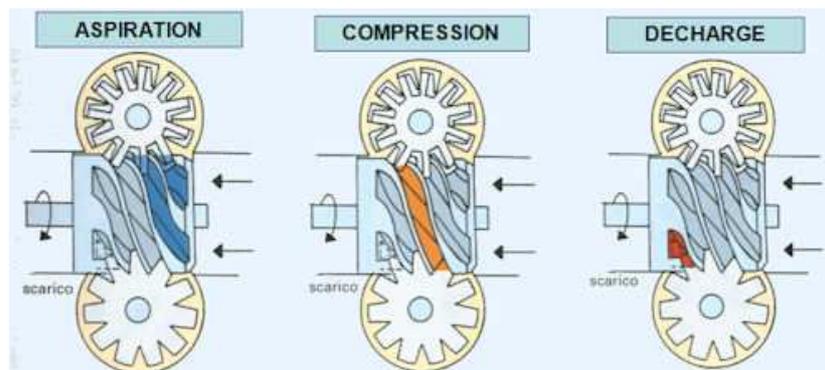


Figure 12 : Cycle de compression d'un compresseur mono-vis

II.1.2.4. Compresseur bi-vis

Le compresseur bi-vis est du type volumétrique rotatif constitué d'un rotor mâle et d'un rotor femelle à denture hélicoïdale. La rotation à grande vitesse dans des sens opposés des deux rotors mâle et femelle permet l'aspiration, la compression, le refoulement du gaz. Le gaz est transporté le long de la vis, de l'orifice d'aspiration à l'orifice de refoulement de façon continue.

Comme les rotors tournent dans des sens opposés, l'espace augmente en se déplaçant vers l'avant, le gaz est aspiré puis cet espace diminue au fur et à mesure de l'avancement de la vis, le gaz est comprimé puis refoulé par un orifice aménagé en fin de parcours de la vis. Ce type de compresseur doit être abondamment huilé, l'huile assure l'étanchéité et le refroidissement des rotors en formant un film. La variation de puissance de 15 à 100% est obtenue par variation de la vitesse ou par déplacement d'un tiroir réduisant la grandeur de la vis. Ce compresseur fiable et d'entretien limité est utilisé dans les puissances de 30kw à 1000Kw.

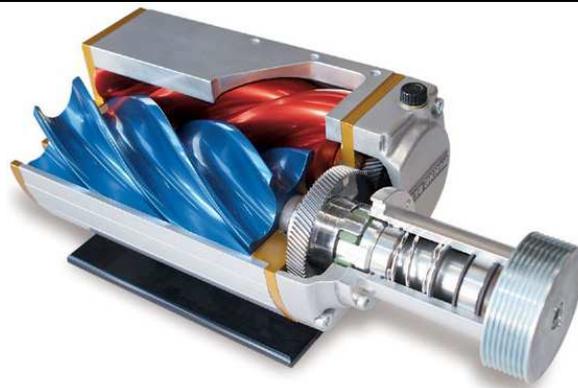


Figure 13: Compresseur à bi-vis [3]



Figure 14: Cycle de compression d'un compresseur bi-vis

Avantage :

- Débit constant sans fluctuation et possibilité d'une vitesse de rotation élevée.

Inconvénient :

- Fuites entre les profils et les profils et le carter, ces fuites sont limitées par des vitesses élevées des rotors, les vitesses périphériques pouvant atteindre 80 à 120 m/s.
- *Taux de compression limité à 3,5 au delà*, la chaleur dégagée par la compression nécessite des jeux de fonctionnement trop élevés.

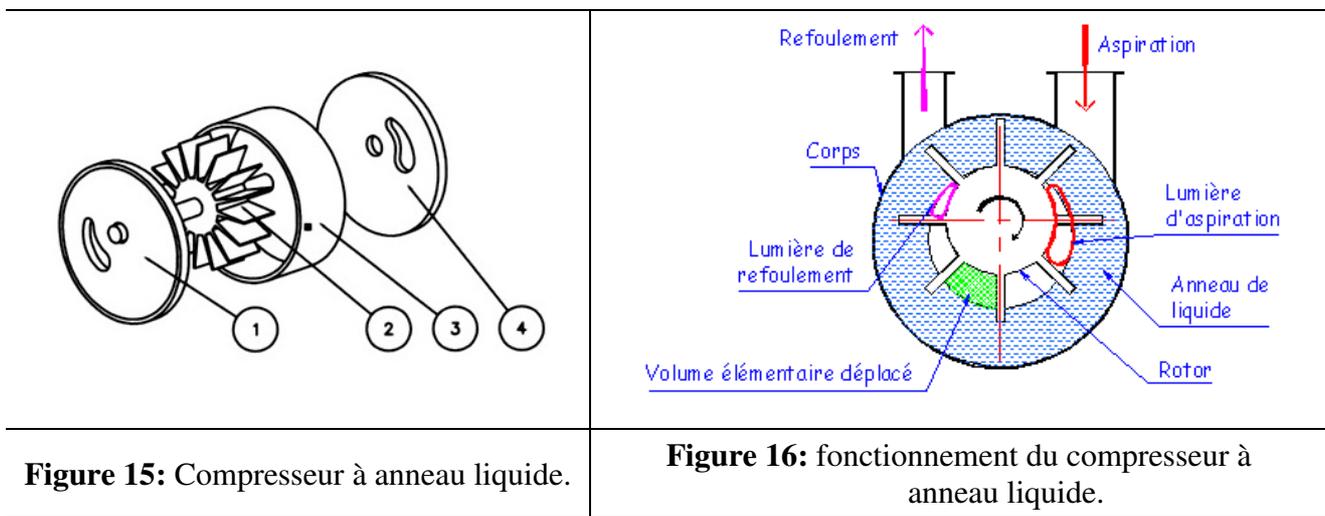
II.1.2.5. Compresseur à anneau liquide

Ces compresseurs utilisent un liquide auxiliaire pour assurer l'étanchéité entre le rotor et le stator ; ce liquide est plaqué contre la périphérie du stator par la force centrifuge reçue de la roue à ailettes [4].

Un étage de compression est composé des quatre éléments suivants (Figure 15):

- une roue à ailettes fixes montée sur l'arbre du compresseur (2) ;
- un corps cylindrique (stator) d'axe excentré par rapport à l'axe de rotation (3) ;
- deux disques (flasques (1) et (4)) placés de part et d'autre du stator et portant chacun une ouverture (lumière ou ouïe) permettant l'entrée du gaz (lumière d'aspiration) et la sortie du gaz (lumière de refoulement).

Le fonctionnement du compresseur est illustré par la figure 16.



Le liquide auxiliaire forme un anneau concentrique au corps. La roue étant excentrée, des capacités de volumes variables sont générées entre deux ailettes et l'anneau liquide. En fonction du sens de rotation de la roue, la lumière d'aspiration est placée devant des capacités grandissantes : il se crée une dépression et donc l'aspiration du gaz ; il est ensuite transporté (car emprisonné entre deux ailettes et le liquide) vers la lumière de refoulement qui, elle, est placée devant des capacités qui diminuent de volume : il se crée donc une compression et le refoulement du gaz comprimé est possible.



Figure 17: Compresseur à anneau liquide à 2 étages

II.1.2.6. Compresseur à lobes (Roots)

Le rotor est formé de deux lobes (ayant la forme d'un huit) s'imbriquant l'un dans l'autre. Le mouvement de rotation des rotors est synchronisé par des pignons extérieurs. Il n'y a aucun contact entre les rotors entre eux et entre les rotors et le carter.

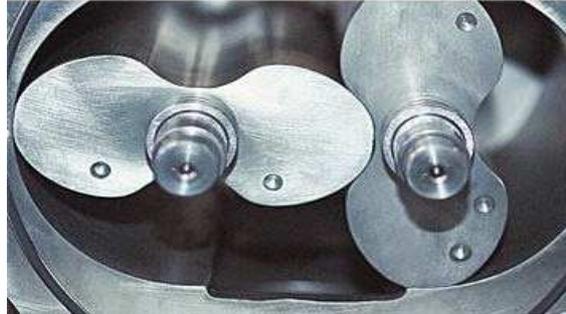


Figure 18: Vue interne d'un compresseur à lobes

Le gaz à véhiculer arrive dans la tubulure d'aspiration et est transporté de force du côté du refoulement. La rotation des rotors se faisant sans contact, il n'est pas nécessaire de les lubrifier et la compression est donc exempte d'impuretés.

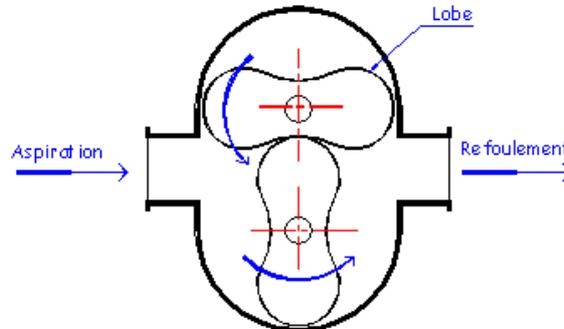


Figure 19: Compresseur à lobes

Le volume engendré est égale (pour un compresseur ROOTS à 2 lobes) à 4 fois le volume V_{Lobe} par tour, si L est la largeur de la denture, d : le diamètre primitif.

Le volume d'un lobe est égal approximativement à : $V_{\text{Lobe}} = 1.5 \times D^2 \times L$.

(On a le rapport L/D est compris entre 1 et 2).

Le débit volumique du compresseur est : $q_v = V_{\text{Lobe}} \cdot N/6$ (m^3/s).

La puissance qu'il est nécessaire de fournir pour comprimer le gaz : $P = (p_r - p_e) \times 0.75 \times D^2 \times L \times N / 60$

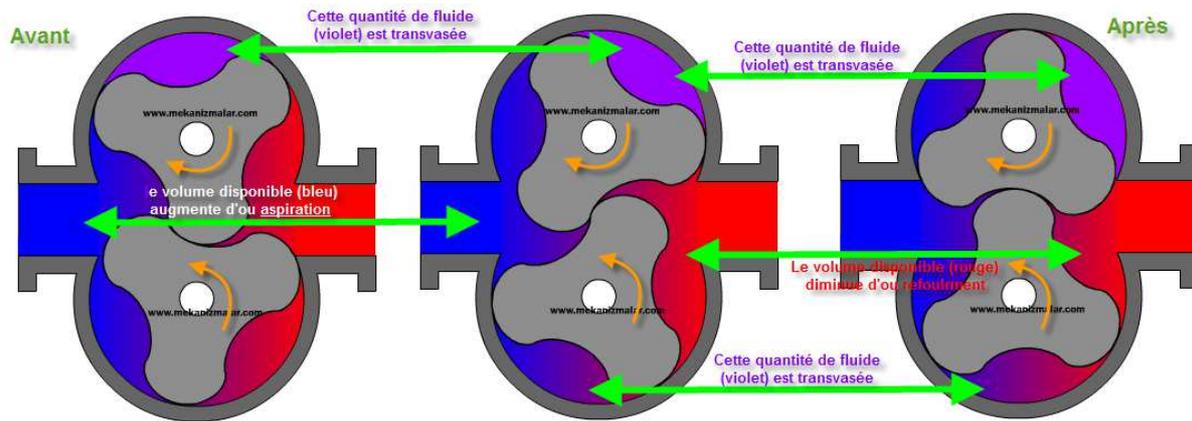


Figure 20 : Processus de compression dans un compresseur à lobes (Roots)

II.1.2.7. Compresseur à spirale (Scroll)

Le compresseur scroll (compresseurs spiro-orbital) a été inventé en 1905 mais c'est bien plus tard dans les années 1970 qu'un américain Arthur Little permis en apportant des modifications majeures de donner un second souffle à cette technologie. C'est dans les années 1980 que le compresseur scroll fit son apparition chez les constructeurs de conditionnement d'air Japonais.

La compression est assurée par 2 spirales, l'une fixe, l'autre mobile. Le gaz emprisonné dans les poches formées entre les deux spirales est comprimé au fur et à mesure du déplacement relatif des spirales. Ce type de compresseur se développe actuellement très rapidement sur une gamme de puissance allant jusqu'à 170 [kW].

Avantage:

Absence de clapets d'aspiration et de refoulement, alimentation continue en fluide HP, très fiables, peu sensibles aux coups de liquide

Inconvénients :

Problèmes d'étanchéité entre les spirales.

Le compresseur à spirale présente des performances intermédiaires entre le compresseur à lobes et le compresseur à palettes.

À titre d'exemple, on retiendra les valeurs caractéristiques suivantes :

- régime de rotation : 10 000 tr/min et plus ;
- rapport de pression : suivant conception jusqu'à 1,5 et plus ;
- rendement volumétrique : 0,85 à 0,95 ;
- rendement adiabatique : 0,80 à 0,85 ;
- rendement mécanique : 0,90 à 0,95.

Les principales difficultés technologiques résident dans la précision d'usinage des spirales et dans le contrôle du mouvement du rotor dans le stator pour conserver une bonne étanchéité dans toutes les conditions thermiques de fonctionnement [5].

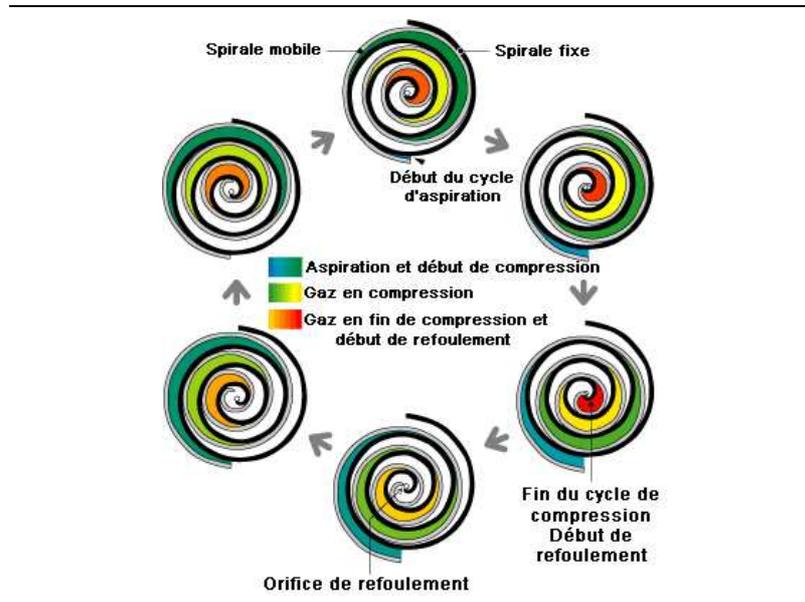


Figure 21 : Processus de compression dans un compresseur à Spirales (Scroll)

II.1.2.8. Les compresseurs à piston rotatif

Le terme rotatif signifie que la compression est obtenue par un effet de rotation au lieu de la translation classique d'un piston dans un cylindre. Le compresseur rotatif, aspirent les vapeurs BP du fluide utilisé par réduction de volume, les comprimes et les refoulent en HP vers le condenseur. Ces compresseurs peuvent être montés dans n'importe quelles positions. Ils ont une grande tolérance au coup de liquide il n'y a pas de résistance de carter, il est sans vibration et ne comporte pas de clapet d'aspiration.

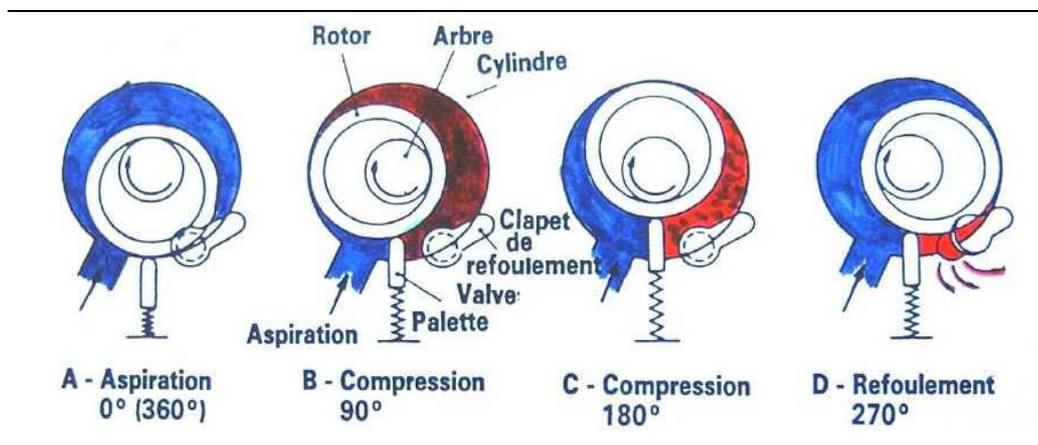


Figure 22 : Processus de compression dans un piston rotatif

II.2. Compresseurs dynamiques (Turbocompresseurs)

II.2.1. Principe de fonctionnement

De nos jours, les turbocompresseurs voient un certain nombre d'application dans l'industrie mais leur application principale est constituée par l'aéronautique où ils assument la compression d'air de la majorité des turbines à gaz. En général on distingue deux grandes familles de turbocompresseurs, les compresseurs axiaux et centrifuges.

- Les compresseurs axiaux se distinguent par leur faible rapport de compression par étage et leur débit volume très élevé. Un grand nombre de ces machines est le siège d'écoulements supersoniques.
- Les compresseurs centrifuges d'allure très caractéristique ont un taux de compression plus élevé.

Ce sont des machines dans lesquelles l'échange d'énergie a lieu entre un rotor muni d'aubages tournant autour d'un axe et un fluide en écoulement permanent.

II.2.2. Types de compresseurs dynamiques

La classification de ces machines en deux catégories est basée sur la forme géométrique des roues :

- les machines centrifuges, dans lesquelles le fluide entre axialement dans la roue puis se répartit tout autour de cet axe dans une direction qui lui est perpendiculaire. Le fluide ressort en périphérie et est collecté par le biais d'une volute.

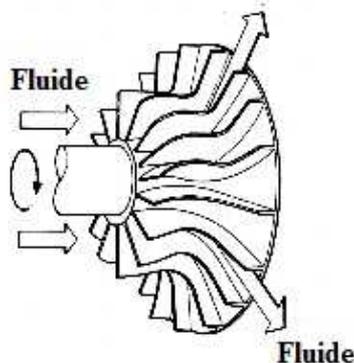


Figure 23: Roue centrifuge

- Les machines axiales, dans lesquelles le fluide conserve un parcours axial dans la traversée de la roue mobile.

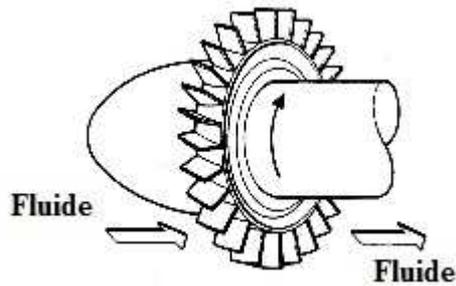


Figure 24: Roue axiale

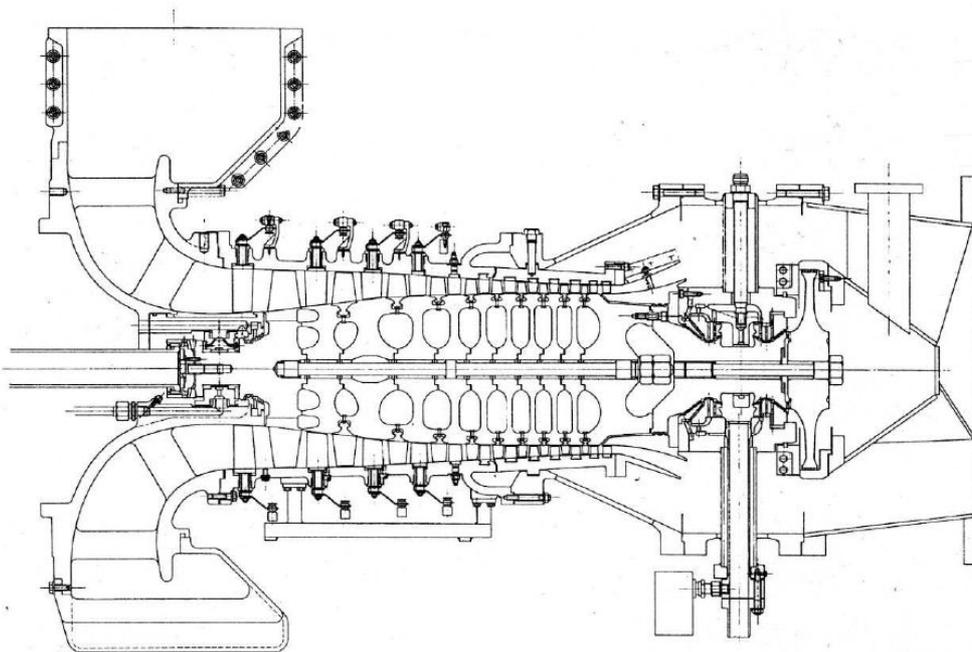


Figure 25: Compresseur axial (ALSTOM) [6] & [7]

Concernant leurs caractéristiques, les compresseurs centrifuges sont utilisés pour des taux de compression élevés, alors que les compresseurs axiaux le sont pour des débits importants.

II.2.3. Constitution des compresseurs dynamiques

Ces machines sont constituées des éléments suivants :

- **de pâles d'entrée** (ailettes orientables ou ventelles) dont le rôle est de guider le fluide dans la direction adaptée à son entrée dans la roue. Elles permettent d'adapter la caractéristique du compresseur à des variations de la caractéristique du réseau. Autrement dit, le débit du fluide peut être maintenu constant en agissant sur la position de ces pâles.

- **De la roue mobile ;**
- **du diffuseur :** son rôle est de transformer la pression dynamique du fluide en pression statique par réduction de la vitesse. Les ailettes se trouvant dans le diffuseur sont parfois orientables et jouent alors le même rôle que les ventelles.

L'association de ces trois éléments forme un étage de compression ou cellule. Compresseurs centrifuges et axiaux sont souvent composés de la juxtaposition de plusieurs étages montés en série: ces machines sont dites multicellulaires.

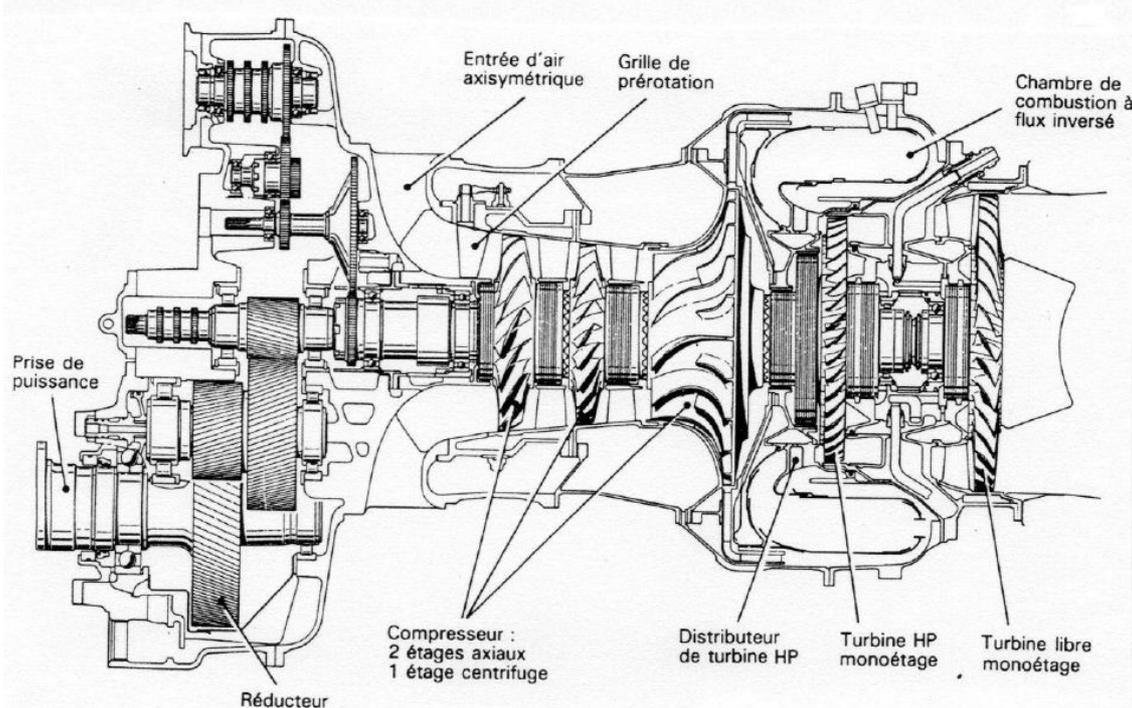


Figure 26 :

Compresseurs axiaux et centrifuge d'un turbocompresseur (TURBOMECA) [6] & [7]

II.2.4. Conception du stator

Suivant le niveau de pression à assurer, deux conceptions sont possibles :

II.2.5. Stator à plan de joint horizontal

Cette conception est utilisée pour des pressions inférieures à 40 bars. Le stator est réalisé en deux parties dont l'assemblage est assuré par un joint horizontal (contact métal sur métal). Cette configuration est adoptée pour les compresseurs axiaux et les compresseurs centrifuges basses et moyennes pressions.

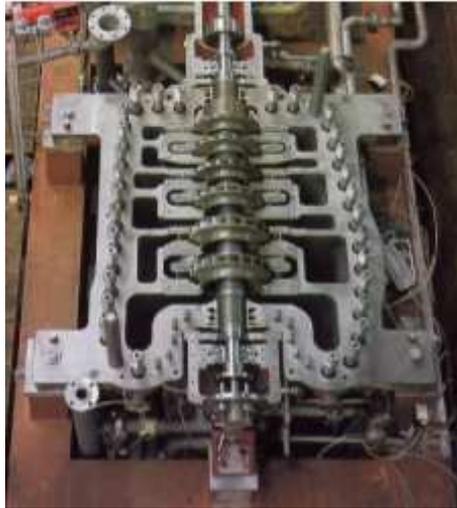


Figure 27: Stator à plan de joint horizontal

II.2.6. Stator à plan de joint vertical (barrel)

Il est utilisé pour des pressions supérieures à 40 bars. Cette configuration est adoptée pour les compresseurs centrifuges haute-pression.



Figure 28: Stator de type barrel

III. Référence bibliographiques

- [1] Jean LEBRUN et Vincent LEMORT, "Notes de cours sur les Machines et Systèmes Thermiques", Département d'Aérospatiale et Mécanique, Faculté des Sciences Appliquées, Université de Liège, Octobre 2007
- [2] KAHOUL Fares, "Pompes et Compresseurs", Département de Génie des Procédés, Faculté des Sciences Appliquées, Université Kasdi Merbah – Ouargla
- [3] Le compresseur mono-vis :
<http://www.abcclim.net/compresseur-a-vis.html>
Dernière consultation du site : 22 octobre 2016
- [4] CFmnLog, Technique générale, : "Technique du froid cours de base", Edition : juillet 07 YSH04054
- [5] KAHOUL Fares, "Cours sur les Pompes et Compresseurs", Département de Génie des Procédés, Faculté des Sciences Appliquées, Université Kasdi Merbah – Ouargla
- [6] Robert Rey, "Machines à Fluides Compressibles - Turbine et Compresseurs", Arts et Métier - ParisTech, Novembre 2008
- [7] Gicquel Renaud, "Extrait des Systèmes Énergétiques, tome 2", Presses de l'École des Mines de Paris, 2005