

Deux modes de calcul complémentaires peuvent être choisis, selon l'option qui est cochée en bas à droite de l'écran :

- "Imposer le rendement et calculer la transfo" provoque la recherche de l'état du point aval, à partir de celui du point amont et des caractéristiques de la compression ou de la détente. Si la transformation est non adiabatique, les paramètres d'entrée sont l'exposant polytropique  $k$  et le rendement polytropique  $\eta_p$ . La chaleur échangée  $Q$ , le travail mis en jeu  $\Delta H$  et l'état du point aval sont alors calculés.
- "Calculer le rendement, le point aval étant connu" permet d'identifier la valeur du rendement de la compression ou de la détente conduisant à l'état aval. Si la transformation est non adiabatique, les paramètres d'entrée sont l'exposant polytropique  $k$  et la chaleur échangée  $Q$ . Le travail mis en jeu  $\Delta H$  et le rendement polytropique  $\eta_p$  sont alors calculés.

## 4.2 COMPRESSEURS VOLUMÉTRIQUES

Un compresseur volumétrique se caractérise par l'encapsulation, ou emprisonnement, du fluide qui le traverse dans un volume fermé que l'on réduit progressivement. Un retour de ce fluide dans le sens des pressions décroissantes y est empêché par la présence d'une ou plusieurs parois mobiles. Dans ce type de machine, l'énergie cinétique communiquée au fluide ne joue généralement aucun rôle utile, contrairement à ce qui se passe dans les turbomachines.

De par leur conception, les compresseurs volumétriques conviennent particulièrement bien pour traiter les débits de fluide relativement faibles, éventuellement très variables, et sous des rapports de pression relativement importants.

Leur principe de fonctionnement est le suivant : une masse fixe de gaz à la pression d'aspiration  $P_1$  est emprisonnée dans une enceinte de volume variable. Pour augmenter la pression, ce volume est progressivement réduit, d'une manière qui diffère selon la technique utilisée. Généralement, la transformation suit une loi voisine d'une polytropique  $Pv^k = Cste$ .

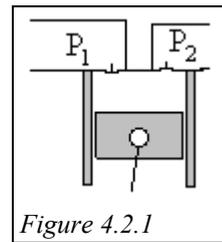


Figure 4.2.1

En fin de compression, l'enceinte est mise en communication avec le circuit de refoulement, pour que le gaz comprimé à la pression  $P_2$  puisse sortir.

Une nouvelle masse de gaz à la pression  $P_1$  est alors aspirée dans les canalisations amont, et ainsi de suite, le fonctionnement de la machine étant cyclique. L'allure du cycle est représentée sur le "diagramme de Watt" donnant la pression du fluide en fonction du volume de l'enceinte (figure 4.2.3).

### 4.2.1 COMPRESSEUR À PISTONS

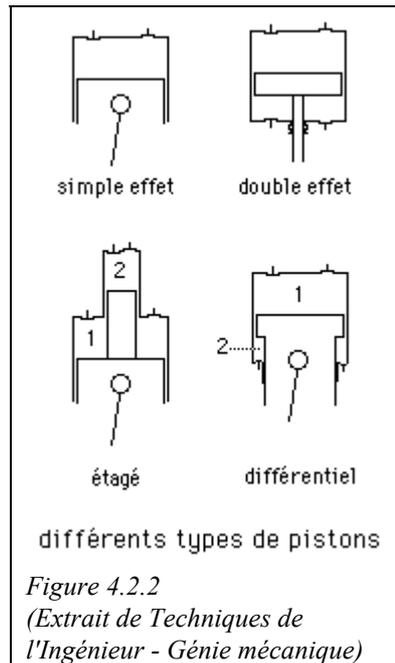
L'enceinte est le volume délimité par un cylindre, l'une de ses bases qui est fixe, et l'autre qui est un piston mobile dans l'alésage du cylindre, entraîné par un système bielle-manivelle (figure 4.2.1).

Les organes qui commandent le refoulement ou l'admission sont, dans les compresseurs à piston, des clapets automatiquement actionnés par les différences de pression entre l'enceinte et les tubulures de refoulement ou d'admission.

On désigne par "cylindrée" le volume  $V_s$  balayé par le piston entre ses deux positions extrêmes, et par "espace mort"  $\varepsilon V_s$  le volume minimal de l'enceinte de compression. Dans les réalisations courantes,  $\varepsilon$  est de l'ordre de 3 à 5 %.

Les pistons peuvent être de différents types selon les applications. On distingue généralement (figure 4.2.2) :

- les pistons à simple effet, qui ne travaillent que sur une seule face. Simples sur le plan mécanique, ils présentent l'inconvénient d'avoir un couple irrégulier du fait qu'il n'y a qu'une compression par tour ;
- les pistons à double effet, dont les deux faces produisent un travail utile. Le volume utile est le double du précédent, le couple est plus régulier, mais le système bielle-manivelle doit inclure une tige de piston glissant dans une garniture, ce qui pose des problèmes d'étanchéité ;
- les pistons étagés présentent des éléments de diamètre différents, se déplaçant dans des cylindres concentriques. Ce système est très bien adapté pour les compresseurs à haute pression à deux étages. Toutefois, les contraintes mécaniques sont importantes et le couple irrégulier ;
- les pistons différentiels sont des pistons à double effet de diamètres différents permettant d'obtenir une compression étagée, avec une cellule haute pression annulaire. Leur principal inconvénient est une étanchéité difficile à obtenir à haute pression.



#### 4.2.1.1 Bilan énergétique théorique

Sur sa course de longueur  $L$ , le piston balaye la cylindrée  $V_s$ . Si  $A$  est l'aire transversale du cylindre, on a évidemment :  $V_s = A L$ .

Le diagramme de la figure 4.2.3 permet de décrire le cycle de la machine par quatre processus :

a - b : admission d'une masse de fluide ( $\Delta m$ ), qui se mélange avec celle ( $\Delta m_0$ ) déjà contenue dans le volume mort ;

b - c : compression isentropique de la masse fluide ( $\Delta m + \Delta m_0$ ) jusqu'à l'état 2 ;

c - d : expulsion de la masse  $\Delta m$  ;

d - a : détente isentropique de la masse  $\Delta m_0$  jusqu'à l'état 1.

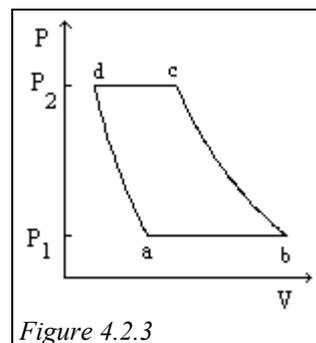


Figure 4.2.3

On remarquera que la masse de fluide qui évolue n'est pas la même dans les quatre phases du cycle, et qu'il faudra donc en tenir compte lors de l'établissement des bilans.

Dans le cycle théorique, on suppose que le fluide ne subit aucun changement d'état au cours des phases d'admission (a-b), et de refoulement (c-d). Une autre simplification très importante consiste à admettre que les deux évolutions (b-c) et (d-a) sont des isentropiques.

Dans ces conditions, le cycle thermodynamique que subit la masse  $\Delta m_0$  emprisonnée dans le volume mort se limite à un aller et retour isentropique entre les états 1 et 2, qui ne fait intervenir aucun travail net.

L'assimilation du fluide à un gaz parfait conduit à la loi  $Pv^\gamma = \text{Cste}$  et permet d'intégrer le travail d'un cycle sur l'évolution 1-2. On retrouve l'expression (4.1.5) sous la forme :

$$\tau_s = P_1 v_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right) \quad (4.2.1)$$

On notera que c'est bien cette expression qui doit être employée, même si la compression se fait en système fermé, du fait de l'existence des phases d'admission et de refoulement, qui se déroulent en système ouvert, et mettent en jeu le travail de transvasement  $\Delta(Pv)$ .

#### 4.2.1.2 Cycle réel du compresseur à pistons

Par rapport au cycle théorique qui vient d'être décrit, le diagramme de Watt réel présente un certain nombre de différences (figure 4.2.4).

- les clapets ne manœuvrent pas instantanément et ce n'est qu'aux points marqués e et f qu'ils se trouvent à leur ouverture maximale, et même alors, ils créent des laminages. Il en résulte que la pression est inférieure à  $P_1$  pendant la course d'admission, et supérieure à  $P_2$  pendant la course de refoulement ;
- la courbe de compression (b - c') ne suit pas l'adiabatique parfaite. Les irréversibilités ont pour effet d'augmenter l'entropie du gaz, et, pour une pression donnée, son volume spécifique. Le point c' est donc à droite du point c théorique.

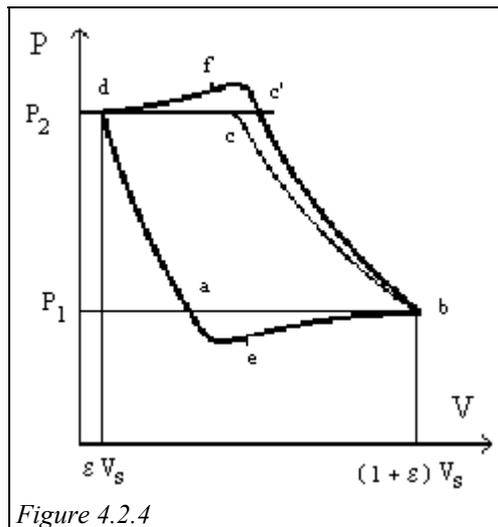


Figure 4.2.4

Il est caractérisé soit par une loi polytropique d'exposant  $k$ , soit par un rendement isentropique  $\eta$ .

Pour toutes ces raisons, le travail réel est supérieur au travail théorique. Il existe d'ailleurs d'autres pertes non évoquées ci-dessus : elles sont dues à l'action thermique

des parois, dont la température se stabilise à une valeur intermédiaire entre celle d'aspiration  $T_1$  et celle de refoulement  $T_2$ , créant un "pont thermique" qui permet à la chaleur de passer du fluide échauffé (au refoulement) vers le fluide froid (à l'admission), ce qui constitue une irréversibilité supplémentaire.

#### 4.2.1.3 Détermination du travail par cycle

La formule (4.2.1) ne suffit donc pas à calculer les performances d'une machine réelle, et il est nécessaire de s'appuyer sur des résultats expérimentaux. Faute de disposer d'une théorie capable de déterminer l'effet quantitatif de toutes les irréversibilités, on se contente généralement de définir le travail interne réel  $\tau$  du compresseur par comparaison avec le travail isentropique  $\tau_s$  calculé par rapport à la grandeur technologique de référence : le volume balayé  $V_s$  (la cylindrée).

Si les phénomènes étaient réversibles, un compresseur de cylindrée  $V_s$  contiendrait, en l'absence de tout volume mort, une masse utile  $V_s/v_1$ . Or une masse  $\Delta m_0 = \varepsilon V_s/v_2$  recircule du fait de la présence de l'espace mort, et la masse utile devient :

$$\Delta m_{th} = (1 + \varepsilon) \frac{V_s}{v_1} - \Delta m_0 = \frac{V_s}{v_1} \left( 1 - \varepsilon \left( \frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \right)$$

$$\Delta m_{th} = \frac{V_s}{v_1} \left( 1 - \varepsilon \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/\gamma} - 1 \right) \right) \quad (4.2.2)$$

Cette relation montre que plus le taux de compression augmente, plus la masse qui recircule est importante, et plus la masse utile diminue. Il existe donc un taux de compression maximal au delà duquel le compresseur tourne sans effet utile. Les compresseurs à piston présentent l'avantage de pouvoir travailler avec des taux de compression variables, et s'adaptent même automatiquement sur de larges plages de fonctionnement, mais au prix d'une détérioration de leurs performances lorsque le rapport de compression dépasse une certaine limite.

En fait, la masse utile est inférieure à la valeur donnée par l'équation 4.2.2, du fait de nombreuses imperfections technologiques. Pour la caractériser, on introduit la notion de rendement volumétrique  $\lambda$ , défini comme étant le rapport du débit-masse réellement refoulé au débit-masse théorique, celui-ci étant selon les auteurs rapporté soit à la cylindrée, soit à  $\Delta m_{th}$ . Nous retiendrons ici la première définition, qui conduit à :

$$\Delta m = \lambda \frac{V_s}{v_1} \quad (4.2.3)$$

En introduisant le rendement isentropique  $\eta_c$  (souvent appelé ici rendement de compression ou rendement indiqué) et le rendement mécanique  $\eta_m$ , caractéristique des frottements dans le compresseur, le travail massique de compression s'écrit habituellement :

$$\tau = \frac{\tau_s}{\eta_c \eta_m}$$

et le travail de compression par cycle vaut :

$$\Omega = \Delta m \tau = \frac{V_s}{v_1} \frac{\lambda}{\eta_c \eta_m} \tau_s \quad (4.2.4)$$

Si  $N$  est la vitesse de rotation (exprimée en nombre de tours par minute), la puissance de compression (en supposant un cycle par tour) est donnée par :

$$P_c = \frac{N \Omega}{60} = \frac{N V_s}{60 v_1} \frac{\lambda}{\eta_c \eta_m} \tau_s \quad (4.2.5)$$

La puissance de compression s'exprime ainsi en fonction du rendement volumétrique  $\lambda$ , représentatif des pertes de remplissage du compresseur, du rendement de compression  $\eta_c$ , caractéristique de l'écart de l'évolution réelle par rapport à l'isentropique, et du rendement mécanique.

#### 4.2.1.4 Rendement volumétrique $\lambda$

On notera que  $\lambda$  diffère des autres rendements, puisqu'il apparaît au numérateur des relations 4.2.4 et 4.2.5. Bien que l'usage veuille qu'il soit appelé rendement volumétrique, son sens est très différent : il représente la fraction de la cylindrée qui produit un effet utile. Un faible rendement volumétrique n'est pas en soi pénalisant sur le plan énergétique : il signifie simplement que le débit-masse qui traverse le compresseur est plus faible que celui qui correspondrait théoriquement à la cylindrée. Il est en revanche pénalisant sur le plan économique, puisque, pour un cahier des charges donné, il conduit à surdimensionner la cylindrée, et donc à un investissement plus élevé.

L'analyse et l'expérimentation ont montré que  $\lambda$  correspond à des pertes d'origines variées dues : tout d'abord à l'espace mort, aux pertes de charge dans les collecteurs d'admission et de refoulement ; aux effets de paroi (shunt thermique), aux défauts d'étanchéité (au niveau des segments des pistons), et enfin aux pertes de charge dans les clapets d'admission et de refoulement.

Globalement, ces pertes se conjuguent pour donner au rendement volumétrique une décroissance sensiblement linéaire en fonction du taux de compression :

$$\lambda = 1 - \alpha \frac{P_2}{P_1} \quad (4.2.6)$$

$\alpha$  ayant une valeur comprise entre 0,02 et 0,07.

#### 4.2.1.5 Rendement de compression $\eta$

L'usage de la profession veut que l'on appelle ici rendement de compression le rendement isentropique.

Dans un compresseur à piston, trois sources de pertes liées aux précédentes influent principalement sur le rendement de compression. Les effets de paroi sont très pénalisants, car, comme le montre bien le diagramme de Watt de la figure 4.2.4, elles augmentent fortement le travail de compression en déformant vers la droite en (b-c') l'isentropique (b-c). Les pertes dues aux clapets viennent ensuite, suivies des pertes par défaut d'étanchéité.

A vitesse donnée, l'allure de la variation du rendement de compression en fonction du rapport de compression montre l'existence d'un maximum vers des taux de compression plutôt faibles (3 à 5). Une relation du type de celle de Dehaussé peut être utilisée lorsqu'on ne dispose pas des données du constructeur :

$$\eta = 0,9 - 0,004 \left( \frac{P_2}{P_1} - 5 \right)^2 - \frac{0,5}{\frac{P_2}{P_1} - 0,3} \quad (4.2.7)$$

Les rendements volumétrique et de compression n'intervenant que par leur rapport dans l'expression du travail par cycle  $\Omega$ , on peut représenter l'évolution de  $\eta/\lambda$  en fonction du rapport de compression. On obtient, pour une gamme de compresseurs donnée, un faisceau de courbes croissantes relativement groupé, chaque courbe correspondant à une température d'aspiration. La figure 4.2.5 montre l'allure des courbes donnant le rendement volumétrique  $\lambda$  (en trait fin), le rendement de compression  $\eta$  (en trait gras), et leur rapport  $\eta/\lambda$  (en pointillés).

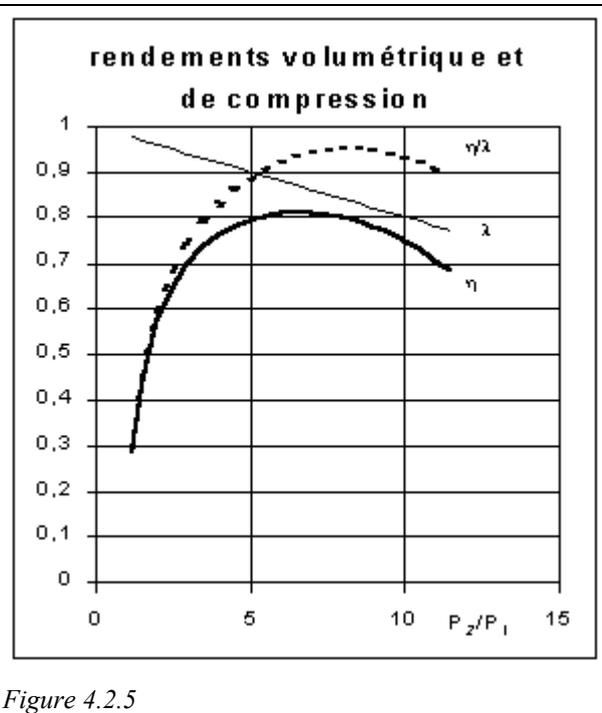


Figure 4.2.5

#### 4.2.1.6 Calcul pratique d'un compresseur à pistons

On détermine tout d'abord les conditions amont ( $P_1, v_1$ ) et le débit massique de fluide dans la machine  $\dot{m}$ . On en déduit le débit volumique théorique  $\dot{V}_{th} = \dot{m} v$  qui doit traverser le compresseur.

Le rapport des pressions  $r$  étant connu, les abaques du constructeur fournissent les valeurs de  $\eta_c$  et  $\lambda$ . On en déduit le débit volumique réel à transvaser :

$$\dot{V} = \frac{\dot{V}_{th}}{\lambda} \quad (4.2.8)$$

Connaissant la cylindrée  $V_s$  de chaque corps de compression et la vitesse de rotation du compresseur, on peut sélectionner la machine de la gamme la plus appropriée.

La puissance de compression est égale au produit du travail massique  $\tau = \tau_s/\eta_c$  par le débit massique  $\dot{m}$ ,  $\tau_s$  étant déterminé soit par application d'une équation d'état appropriée, soit par lecture sur un diagramme thermodynamique, soit à partir de Thermoptim.

Les pertes mécaniques sont ensuite ajoutées à cette puissance de compression, pour fournir la puissance totale absorbée. Ces pertes mécaniques sont prises en compte soit par un rendement mécanique, soit par une valeur fixe égale à la puissance d'entraînement à vide.

#### 4.2.2 COMPRESSEURS HÉLICOÏDAUX

Dans les compresseurs hélicoïdaux, la compression est réalisée par variation du volume compris entre deux rotors de forme appropriée, enfermés dans un cylindre particulier (figure 4.2.6).

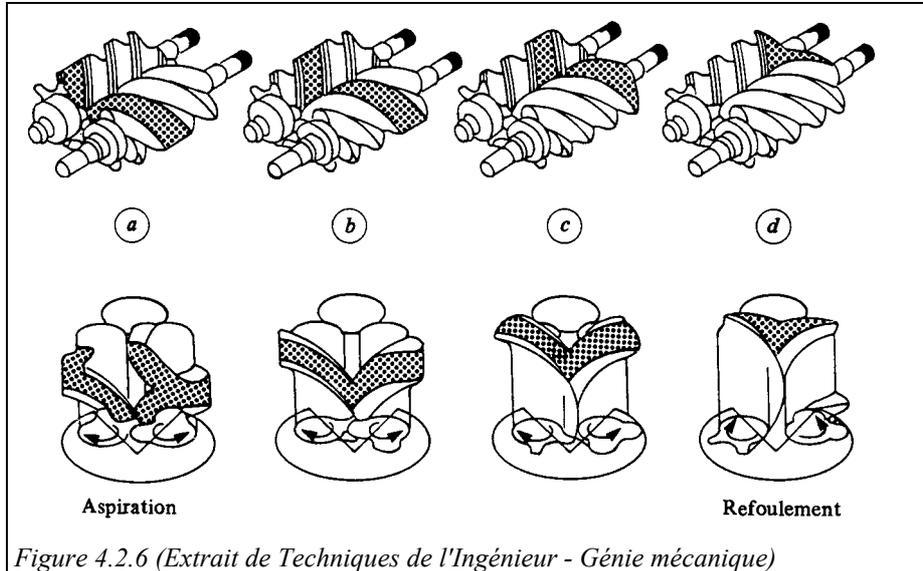


Figure 4.2.6 (Extrait de *Techniques de l'Ingénieur - Génie mécanique*)

Les deux rotors, ou mobiles, ont des profils conjugués, l'un formant des lobes (rotor mâle), et l'autre des alvéoles (rotor femelle). Ces profils sont développés le long de l'axe suivant une hélice à pas constant. Le cylindre a une section formée de deux cercles sécants. Il entoure les rotors avec un jeu très faible, pour limiter les fuites. Des lumières d'admission et de refolement sont aménagées à ses extrémités pour permettre le transfert du fluide. Il n'y a pas ici de clapet.

Le nombre de lobes et d'alvéoles n'étant pas le même, les deux vis tournent à des vitesses différentes, ce qui a pour effet de déplacer axialement leur ligne de contact en repoussant le fluide enfermé. Après aspiration (fin de la phase a sur le schéma de la figure 4.2.6), le volume de la cellule de gaz emprisonné est réduit progressivement (phases b et c), jusqu'à ce que la rotation des rotors découvre l'orifice d'échappement. Le refolement se poursuit alors jusqu'à vidange complète (phase d).

Dans ce type de compresseur, les rotors sont synchronisés soit par des engrenages, soit par entraînement mutuel. Dans ce dernier cas, il est impératif de lubrifier avec soin la ligne de contact entre les lobes mâles et femelles, ce qui est fait en injectant un liquide qui peut être de l'huile ou de l'eau, ou encore, pour les applications frigorifiques, du fluide frigorigène à l'état liquide. Cette injection, effectuée en quantités relativement importantes (une dizaine de litres d'huile par  $m^3$  de gaz aspiré), est aussi utilisée pour assurer l'étanchéité et refroidir la compression afin de s'approcher d'un fonctionnement isotherme, meilleur sur le plan énergétique comme nous l'avons vu section 4.1.2.1. Il est cependant alors nécessaire de séparer le liquide du gaz comprimé, ce qui demande des équipements particuliers et induit des pertes de charge supplémentaires.

#### 4.2.2.1 Rendement de compression

Dans les compresseurs hélicoïdaux, comme d'ailleurs dans les compresseurs à palettes ou à lobes, le rapport de compression est déterminé par la géométrie de la machine, qui fixe le **rapport des volumes interne**  $V_i = V_1/V_{2c}$ , rapport volumétrique de construction qui ne peut être modifié qu'en agissant sur la forme de l'ouverture d'échappement (l'indice c fait référence aux caractéristiques constructives).

Il en résulte que leur rapport de compression est fixe et que la machine ne s'adapte pas auto-matiquement, comme le font les compresseurs à pistons à clapets, à des rapports de compression différents. En revanche, l'absence de clapets est un avantage du point de vue de la maintenance, ces derniers constituant, lorsqu'ils existent, des pièces très sollicitées sur le plan mécanique.

Si la pression de refoulement  $P_r$  est inférieure à la pression  $P_{2c}$  constructive, il y a, lors de l'ouverture de la lumière d'échappement, détente brusque de  $P_{2c}$  à  $P_r$ . Dans le cas contraire, il y a compression brusque de la cellule de gaz de  $P_r$  à  $P_{2c}$ , puis refoulement à cette pression.

Dans les deux cas, ceci se traduit par une perte, qui peut être évaluée de la manière suivante.

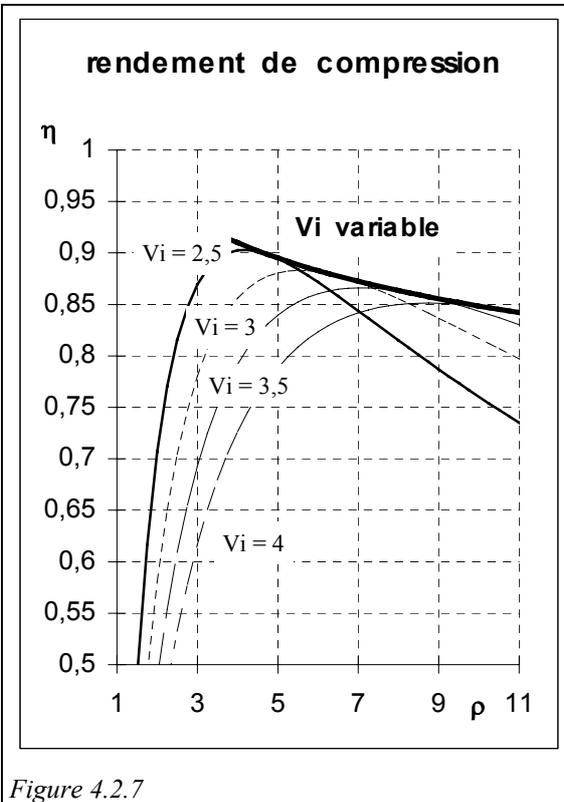


Figure 4.2.7

Le travail de compression est égal à la somme du travail de transvasement  $\Delta(Pv)$  et

de celui des forces extérieures  $W_A = - \int_1^2 P dv$  :

$$\tau = - \int_{v_1}^{v_{2c}} P dv + P_r v_{2c} - P_1 v_1$$

En introduisant le **rapport de pression interne**  $\pi_i$ , donné par :

$$\pi_i = V_i^k \quad (4.2.9)$$

$k$  étant l'exposant polytropique de la compression, et en posant  $\rho = \frac{P_r}{P_1}$ , on obtient :

$$\tau = \frac{P_1 v_1}{k-1} \left[ \pi_i^{(k-1)/k} + \frac{\rho}{V_i} (k-1) - k \right]$$

Le rendement de compression vaut donc :

$$\eta_s = \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 v_1 \left[ \rho^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}{\frac{P_1 v_1}{k-1} \left[ \pi_i^{(k-1)/k} + \frac{\rho}{V_i} (k-1) - k \right]}$$

$$\eta_s = \frac{\frac{(k-1)\gamma}{\gamma-1} \left[ \rho^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}{\left[ \pi_i^{(k-1)/k} + \frac{\rho}{V_i} (k-1) - k \right]} \quad (4.2.10)$$

Toutefois les compresseurs à vis présentent l'intérêt de pouvoir faire varier le rapport des volumes internes  $V_i$ , grâce à un tiroir mobile commandé, qui vient modifier la lumière de refoulement. Le " $V_i$ " peut ainsi varier continûment dans une plage de valeurs du type 2,2 à 5, en fonction de la puissance et du rapport des pressions demandés.

La figure 4.2.7 donne l'allure des courbes de rendement de compression pour des compresseurs à  $V_i$  fixe et variable. Elle montre que, pour un rapport de pression interne donné  $\pi_i$ , le rendement de compression varie légèrement avec le taux de compression de marche, présentant un maximum pour  $P_2/P_1 = \pi_i$ .

La courbe est toutefois assez plate, de telle sorte qu'un compresseur hélicoïdal conserve un rendement correct même pour des taux de compression bien supérieurs à la valeur nominale. Compte tenu de la forme de la courbe, beaucoup plus pentue à gauche qu'à droite, on se place légèrement à droite de l'optimum, pour garder de bonnes performances même en cas de perturbation du régime de fonctionnement.

La figure 4.2.7 montre aussi le gain de rendement que l'on peut attendre si l'on adopte un  $V_i$  variable. La contrepartie est une augmentation du coût du compresseur, liée à la présence du tiroir mobile. Pour les installations frigorifiques, où existent déjà des tiroirs de réglage de puissance, l'adjonction d'un deuxième tiroir de variation du  $V_i$  est généralement justifiée.

#### 4.2.2.2 Rendement volumétrique

Le rendement volumétrique  $\lambda$  des compresseurs hélicoïdaux est bien meilleur que celui des machines à pistons, pour les raisons suivantes :

- la perte de détente due à l'espace mort est très faible, car ce dernier est petit ;
- les pertes de charge à l'aspiration et au refoulement sont faibles du fait de l'absence de clapets ;
- il n'y a plus de pont thermique : en régime établi, les températures de la machine restent stables ;
- en revanche, les pertes dues aux défauts d'étanchéité peuvent être plus importantes du fait de la longueur de la section de fuite et des difficultés pour assurer l'étanchéité aux extrémités.

Le rendement volumétrique dépend du taux de compression et du rapport de pression interne  $\pi_i$ . Il varie pratiquement linéairement avec le taux de compression, d'une valeur de 0,98 ou 0,99 pour un taux de compression égal à 1, jusqu'à des valeurs de 0,75 ou 0,8 pour un taux de compression pouvant aller jusqu'à 20. Avec

un  $V_i$  variable, on obtient ainsi des rendements volumétriques excellents sur une très large plage d'utilisation.

Le calcul pratique d'un compresseur à vis se présente de manière analogue à celui d'un compresseur à pistons. Une fois le  $V_i$  nominal déterminé, on étudie en parallèle l'intérêt présenté par un  $V_i$  variable et la machine de la gamme ayant le  $V_i$  le plus proche. Le choix est alors fait en fonction du surcoût représenté par le tiroir mobile et sa commande.

#### 4.2.3 CRITÈRES DE CHOIX ENTRE LES COMPRESSEURS VOLUMÉTRIQUES

Étant donné que la mise en communication de la chambre de compression se fait à travers des clapets automatiques dont l'ouverture est déclenchée par la différence de pression existant sur leurs faces, les compresseurs à piston sont capables de travailler à des pressions variables. Ils peuvent donc fonctionner, par auto-adaptation selon des conditions aval et amont, sur une plage de compression large.

Les compresseurs à vis ont cependant généralement des performances meilleures que celles des compresseurs à piston, qu'ils conservent pour des rapports de compression variables s'ils sont munis d'un tiroir mobile.

Cependant, chacun d'entre eux correspond à des gammes de puissance assez différenciées, encore que des recouvrements existent quelquefois, lorsqu'on s'écarte des rapports de pression classiques.

De manière générale, les compresseurs à pistons sont adaptés aux petites puissances (inférieures à 75 kW à l'entraînement), tandis que les compresseurs à vis peuvent monter à des puissances de l'ordre du MW, ou supérieures.

Les compresseurs à vis sont plus chers, car de fabrication plus difficile, et le coût augmente encore avec le tiroir mobile et sa commande.

Les compresseurs à pistons sont limités en rapport de pression, comme nous l'avons vu, et ne supportent pas la présence de liquide à l'aspiration. Sur ces deux points, les compresseurs à vis présentent des avantages certains.

### 4.3 TURBOCOMPRESSEURS

#### 4.3.1 GÉNÉRALITÉS

À la différence des machines volumétriques où le fluide est enfermé dans un volume fermé, on réalise dans un turbocompresseur un écoulement continu de fluide auquel on communique de l'énergie grâce à des aubages mobiles entraînés par un rotor.

Dans ce chapitre, nous limiterons notre ambition à l'établissement des principaux résultats qui sont nécessaires pour comprendre le fonctionnement des turbocompresseurs, et, étant donné que le fonctionnement des turbines de détente s'apparente assez largement à celui des turbocompresseurs, nous établirons directement un certain nombre de résultats concernant l'ensemble des turbomachines.

Il existe deux principaux modes de circulation du fluide par rapport au rotor d'une turbomachine : la circulation axiale, presque toujours réalisée dans les turbocompresseurs d'avion, et la circulation radiale, très utilisée pour les turbocompresseurs centrifuges terrestres, notamment pour la réfrigération ou pour la suralimentation des moteurs automobiles.