

# Chapitre 4

## Compresseurs

### Buts

1. Savoir que dans ce cas il faut se rendre compte qu'il y a des effets thermiques
2. Savoir qu'il y a une limite à l'augmentation de la pression de gaz
3. Savoir quelles instabilités existent pendant le fonctionnement d'un compresseur. (stall et surge)

Dans ce chapitre nous allons étudier le compresseur. Parce que les gaz sont compressibles on ne peut plus supprimer les effets thermiques. Donc il faut utiliser les lois vues pendant les leçons de thermodynamique.

### 4.1 Compresseur à déplacement positif

Ce type de compresseur est aussi appelé compresseur volumétrique.

#### 4.1.1 Compresseur à piston sans espace mort

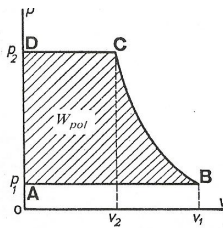


FIGURE 4.1 – compression polytrophe

Ce cas est théorique parce que sans espace mort le piston touche le côté supérieur ce qui provoquera des débris. Nous utilisons ce cycle pour calculer le

travail de compression. Le travail de compression est représenté par la surface ABCDA donc

$$W = \int_B^C V dp$$

et ceci pour une course arbitraire donc un polytrophe

$$pV^n = p_1 V_1^n = \text{constant}$$

Remplir dans l'intégral et

$$W = \int_{p_1}^{p_2} p^{-\frac{1}{n}} (p_1^{\frac{1}{n}} V_1) dp$$

$$W = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

Le travail de compression dépend donc de

1. les états initial et final
2. type de changement d'état, exposant n
3. type de gaz
4. la proportion de compression  $\epsilon = \frac{p_2}{p_1}$

Concernant le changement d'état nous savons de la thermodynamique que

n=n	polytrophe
n=k	adiabat
n=1	isotherme
n=0	isobare
n=+\infty	isochore

Avec ces valeurs nous pouvons mettre une valeur pour l'exposant et voir immédiatement quand le travail minimal est fourni.

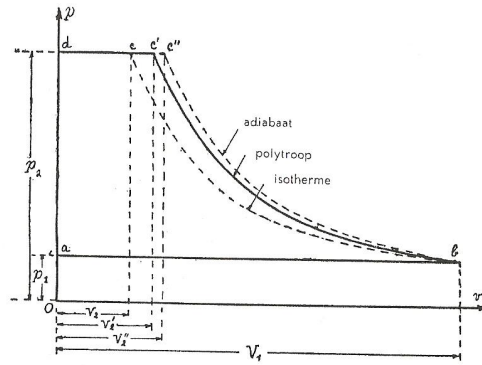


FIGURE 4.2 – influence de n sur le travail de compression

Nous voyons sur la figure ci dessus qu'une compression isothermique fourni un travail minimal et la compression adiabatique, le travail maximal. Parce que pendant une compression á pression haute le gaz réchauffera, il faut refroidir le gaz pour qu'on puisse fournir le travail minimal pour cette compression.

#### 4.1.2 Compresseur á piston avec espace mort

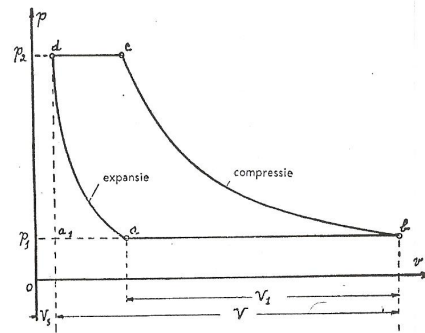


FIGURE 4.3 – Compression avec espace mort

Quand nous calculons le travail nous devons calculer la surface du cycle fermé donc  $surf(p_1 p_2 b c) - surf(p_1 p_2 a d)$

$$W = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

L'espace mort est donc une perte parce qu'il n'est pas utilisé pour la compression seulement pour ouvrir et fermer les soupapes. Il faut donc voir l'influence

de cette perte et on appelle ceci le rendement volumétrique  $\eta_V$ .

$$\eta_v = \frac{V_1}{V} = \frac{V_s + V - V_a}{V} = \frac{V_s}{V} + 1 - \frac{V_a}{V}$$

$$\eta_V = \epsilon + 1 - \frac{V_a}{V}$$

On a

$$V_a = V_d \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}}$$

en

$$V_d = V_s$$

Comme ça on arrive au rapport pour le rendement volumétrique.

$$\eta_V = 1 - \epsilon \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right)$$

Le plus grand l'espace mort le plus petit est le rendement volumétrique. Ici aussi le type de changement d'état a une influence.

### 4.1.3 Le diagramme indicatrice réelle

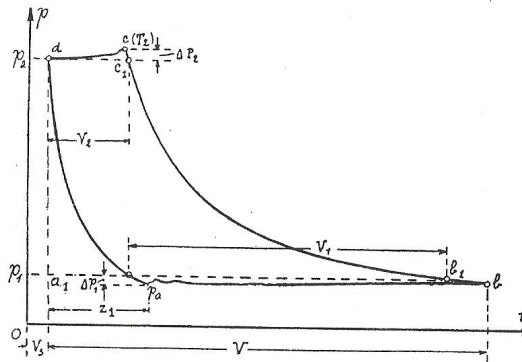


FIGURE 4.4 – cycle de compression réel

**Cycle d'admission** : A la fin de cycle de compression le piston bouge à droite. La soupape d'admission ne peut ouvrir qu'après la pression dans le cylindre est plus basse que  $p_1$ . Il faut faire attention car la chute de pression dépend de la construction de la soupape. En plus il y a des pertes par friction du gaz qu'il faut prendre dans les calculs.

**Cycle d'échappement** : L'échappement se passe à pression un peu plus haut que la pression désirée car la soupape doit s'ouvrir contre cette pression désirée. Ici aussi il faut respecter les pertes de friction dans les calculs.

Nous voyons que le volume d'air fourni est un petit peu moins que  $V_1$  à cause de

1. pertes de fuite :  $\alpha$
  2. réchauffement du gaz pendant l'entrée :  $\beta$
- Ainsi suit la notion de facteur de remplissage  $\lambda = \alpha\beta$
- Pour le réglage du remplissage il y a deux méthodes
1. contrôle de l'espace mort, l'ancienne méthode, car on control par les pertes
  2. côntrôle de la vitesse de rotation

#### 4.1.4 Compression étagée

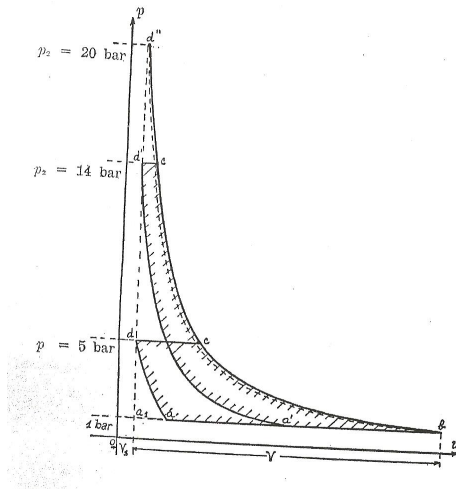


FIGURE 4.5 – diagramme de compression étagée

Le figure si dessus montre que comprimer un gaz en une fois est limité en pression. Si on veut atteindre des pressions haute on doit le faire en plusieurs étages. Entre les différentes étages il faut refroidir.

Il faut calculer la pression intermediaire par étages. Pour ce nous allons calculer quand le travail nécessaire est minimal comme ça la compression est faite de façon la plus économique. Nous calculons la première dérivé du travail et calculent où elle est 0. Le travail total est la somme du cycle haute pression et basse pression.

$$W = W_{HD} + W_{LD}$$

$$W = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left( \frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right)$$

$$\frac{dW}{dp_2} = 0$$

Donc

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$$

ou

$$p_2 = \sqrt{p_1 p_3}$$

Quand nous voyons la diagramme pV pour une compression à deux étages nous voyons qu'il faut fournir moins de travail pour la compression (donc plus de rentabilité) en comparant avec compression directe.

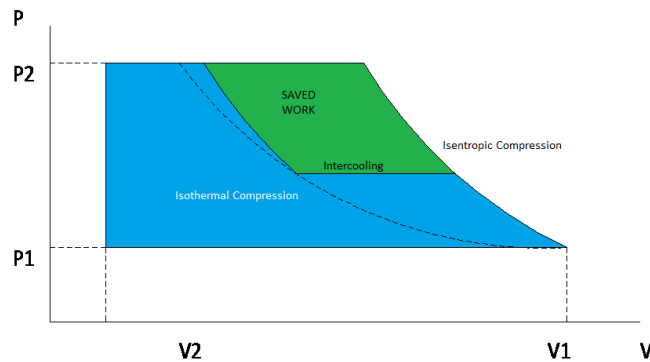


FIGURE 4.6 – compression 2 étages

## 4.2 Compresseur roto dynamique

Nous allons étudier le compresseur centrifuge. Le fonctionnement est identique à celui de la pompe centrifuge mais il y a trois effets que on ne retrouve pas avec les pompes centrifuge.

**Stall** : On voit ceci seulement chez les pompes axiales que nous allons étudier dans le chapitre suivant. C'est une perturbation dans l'écoulement qui se manifeste dans la direction radiale. Le gaz ne se déplace plus dans la direction axiale dans un certain nombre d'aubes.

Des raisons possibles pour le 'stall' sont

1. Défauts ou l'usure des aubes
2. Fonctionnement off design
3. Turbulence à l'entrée du compresseur

**Choking** : Le débit est trop augmenté et le gaz a atteint la vitesse de propagation du son. Cette vitesse est la vitesse maximale qu'un gaz peut atteindre sans avoir des instabilités dans l'écoulement.

**Surge** : Nous laissons fonctionner un compresseur à vitesse de rotation constante donc le réservoir de refoulement est rempli et la pression dans le réservoir augmente. La caractéristique du tuyau change et donc le point de travail aussi. A un

certain moment les deux caractéristiques sont tangente et une petite différence de pression arrêtera le compresseur. La caractéristique du tuyau baisse, le compresseur démarre de nouveau. Le pression dans le reservoir augmente de nouveau et ce cycle recommence.

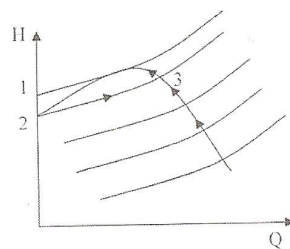


FIGURE 4.7 – surge