

UNIVERSTE BADJI MOKHTAR ANNABA

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR

DEPARTEMENT ELECTROMECHANIQUE

MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

TOLBA SALAH

SOMMAIRE

- 1. Généralités**
- 2. Classification des moteurs thermiques**
- 3. Moteurs thermiques à combustion externe**
 - Machines alternatives à vapeur
- 4. Turbines à vapeur**
- 5. Moteur à air chaud (Stirling)**
- 6. Moteurs à combustion interne**
 - Classification, cycle à 4 temps
- 7. Représentation graphique des cycles**
- 8. Cycle à 2 temps**
- 9. Comparaison des cycles à 4 temps et à 2 temps**
- 10. Définition de la cylindrée, du rapport de la compression volumétrique**
- 11. Rendement thermique**
- 12. Rendements indiqué, effectif, de combustion et de forme**
- 13. Couple, puissance, consommation spécifique**
- 14. Autres types de moteurs à combustion interne**
 - Turbines à gaz
 - Moteurs à piston rotatif (Wankel)

Quelques dates de l'histoire des moteurs à combustion :

1824 : S. Carnot énonce le principe de l'évolution d'une masse de gaz suivant un cycle fermé. Ce cycle nommé " cycle de Carnot " constitue la base de fonctionnement des moteurs à combustion interne à piston.

1850 : Lenoir construit le premier moteur. Fonctionnant selon le cycle à 2 temps sans compression.

1862 : Beau dz Rochas développa le cycle de Carnot pour énoncer le principe d'un moteur à 4 temps avec compression préalable.

1876 : N. Otto construit le premier moteur fonctionnant au gaz d'après le cycle à 4 temps.

Jusqu'à la fin du 19^{ème} siècle, les moteurs fonctionnant selon le cycle Beau de Rochas ou à allumage commandé prédomine dans tous les secteurs mais avec des puissances faibles. Du début du 20^{ème} siècle à la fin de la 2^{ème} guerre mondiale, ils connurent un développement considérable. Actuellement, ils sont employés principalement dans la traction automobile.

1893 : Rudolph Diesel propose le principe d'un moteur à compression constante.

1895 – 1897 : Réalisation des premiers moteurs d'après le principe de Diesel dès le début du 20^{ème} siècle, les moteurs fonctionnant d'après le cycle de Diesel surclassèrent les moteurs à volume constant dans le domaine des fortes puissances: secteurs industriels, traction ferroviaire, propulsion marine, installations de forage et de pompage, centrales électrique.

MOTEUR A COMUSTION INTERNE

Généralités:

Les moteurs sont des appareils qui fournissent une énergie mécanique pour entraîner un système mécanique composé d'un ou plusieurs éléments. L'entraînement se fait sous forme de rotation d'un arbre ou d'une roue ou de translation d'un élément du système mécanique.

Pour fournir l'énergie mécanique. Le moteur transforme une autre énergie. Selon le type d'énergie transformée. On distingue :

1) Turbine hydraulique : ce sont des moteurs qui transforment l'énergie de position d'une chute d'eau. Cette énergie de piston est transformée en énergie cinétique et de pression au niveau de la turbine et le fait tourner autour d'un axe, on obtient donc une énergie mécanique sous la forme d'un couple de rotation.

2) Éoliennes : ce sont des moteurs qui transfert l'énergie fournie par les vents en énergie mécanique sous la forme d'un couple d'entraînement d'une pompe d'exhaure ou d'une génératrice électrique.

3) Moteurs électriques :

4) Moteurs thermiques : transformant en énergie mécanique l'énergie dégagé de la combustion des corps solides, liquides ou gazeux ou bien d'une source de chaleur.

Classification des moteurs thermiques :

Dans les moteurs thermiques, l'énergie dégagé par la combustion des corps dits combustibles est généralement transformée en pression. Cette pression appliquée à une mécanisme est convertie en effort mécanique caractérisé par une force ou un couple de rotation.

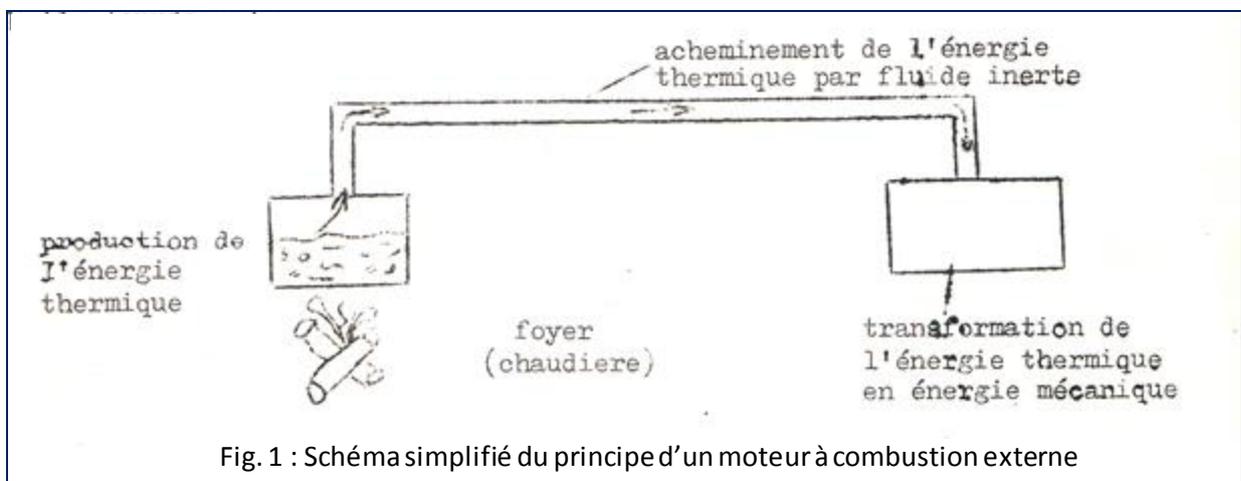
Les moteurs thermiques se divisent en :

- Moteurs à combustion externe.
- Moteurs à combustion interne.

1) Moteurs thermique à combustion externe :

Dans les moteurs à combustion externe, la production de l'énergie thermique puis sa transformation en énergie mécanique se font dans des endroits séparés. Ainsi, on distingue un foyer où sont brûlés les combustibles, ensuite, dégagé par cette combustion est acheminée par un fluide (liquide ou gaz) vers le lieu de sa transformation en énergie mécanique. Le transfert de la chaleur le fluide est caractérisé par la variation d'un paramètre caractéristique de l'état du fluide, principalement la pression.

L'avantage des moteurs à combustion externe est la possibilité d'utiliser des combustibles quelconque (liquides et solides) et contenant le plus souvent une quantité importante d'impuretés (charbon, bois, huile lourde,...).



En conclusion, dans un moteur à combustion externe, le fluide est inerte. Son rôle se limite au transport de l'énergie thermique, il ne participe pas à la production de cette énergie.

Types de moteurs à combustion externe :

1) les machines alternatives à vapeur :

Les machines à vapeur ont constitué le moteur exclusif utilisé dans tous les secteurs de l'industrie du 19^{ème} siècle et du début du 20^{ème} siècle. Le début de ces moteurs remonte aux premières années du 18^{ème} siècle. Newcomen avait construit la première machine à vapeur en 1712. Le principe de ce moteur était basé sur la condensation de la vapeur résultant de la pulvérisation de l'eau dans un cylindre. La dépression créée par la condensation de la vapeur à l'intérieur du cylindre conjuguée à la pression atmosphérique dans une différence de pression qui agit sur le piston et le déplace.

L'étude pour l'amélioration de ce genre de moteurs permit à J. Watt de proposer, en 1784, le moteur utilisant la vapeur à haute pression. Ceci accéléra le développement des machines à vapeur. Les perfectionnements apportés durant plus d'un siècle d'exploitation sont illustrés

notamment par l'accroissement de la vitesse de déplacement des véhicules équipés par ces moteurs qui est passé de 4 Km/h à 60 Km/h.

En plus de l'avantage qui consiste à utiliser des combustibles de mauvaise qualité, les machines à vapeur peuvent supporter des surcharges importantes. En outre, leur construction est simple.

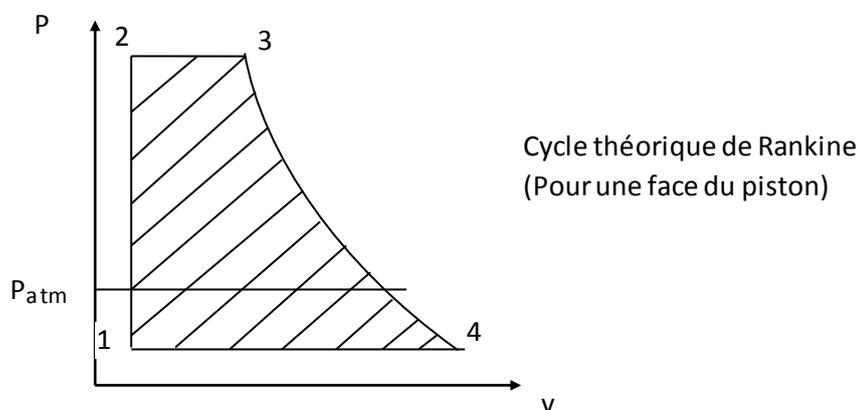
L'apparition des moteurs thermiques à combustion interne qui se caractérisent par un rendement nettement plus élevé par rapport aux machines à vapeur a provoqué le déclin de ces dernières. Ils les ont progressivement supplantés dans tous les secteurs notamment industriels et de transport.

Principe de fonctionnement d'un moteur à vapeur (machine à vapeur) :

L'énergie de fonctionnement des moteurs à vapeur provient de la force d'expansion de la vapeur. Ainsi, une goutte d'eau transformée en vapeur occupe un volume 1700 fois plus grand sous la pression de 1 atm et pour une température de 100°C. Cette pression augmente avec l'accroissement de la température.

Cycle de fonctionnement :

Dans la machine à vapeur, on distingue 4 étapes de changement de l'état du fluide et qui sont caractérisées par le cycle Rankine.



- 1) Compression adiabatique de l'eau par la pompe **1.2**
- 2) Vaporisation isobare (à pression constante) **2.3**
- 3) Détente adiabatique dans le cylindre **3.4**
- 4) Condensation isobare de la vapeur dans le condenseur **4.1**

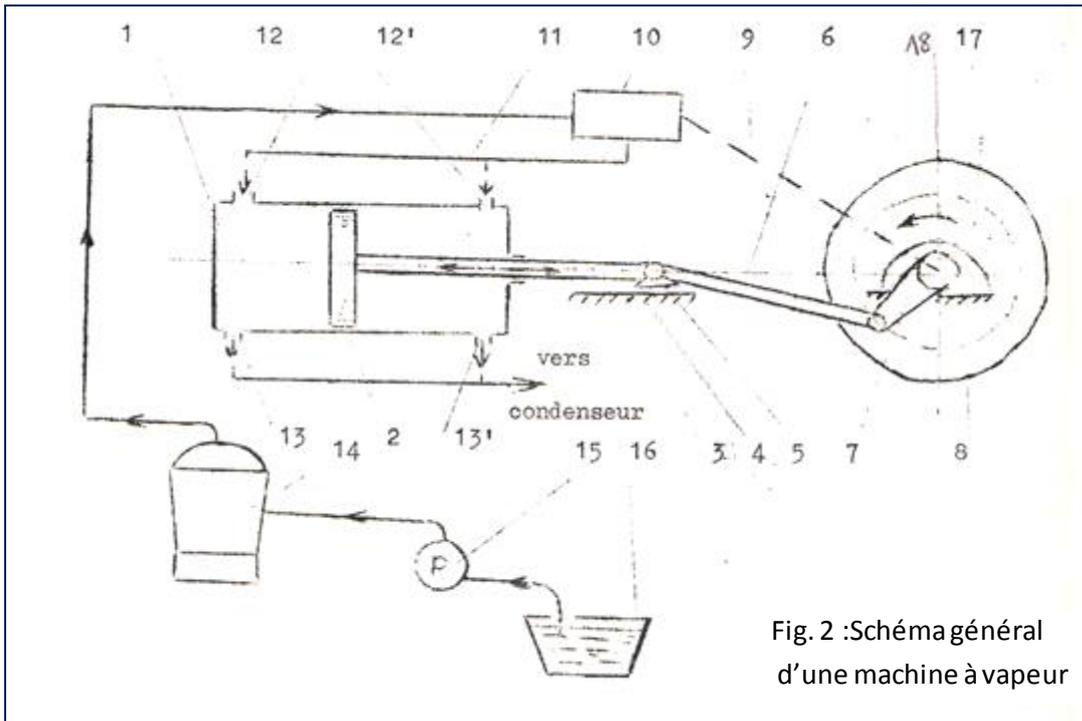


Fig. 2 : Schéma général d'une machine à vapeur

1. Cylindre, 2. Piston, 3. Tige du piston, 4. Glissière, 5. Grosse, 6. Bielle, 7. Manivelle, 8. Volant,
9. Mécanisme de commande de la distribution, 10. Distributeur, 11. Circuit de distribution de la vapeur, 12.12'. Soupapes d'admission de la vapeur, 13.13'. Soupapes d'échappement de la vapeur, 14. Chaudière, 15. Pompe, 16. Réservoir d'eau, 17. Bâti, 18. Arbre.

Déroulement d'un cycle :

D'après la figure 2, la pompe 15 refoule l'eau sous pression constante dans la chaudière 14 où elle sera transformée en vapeur avec une pression constante. Cette vapeur arrive au distributeur 10 qui est commandé par des excentriques ou des cames de synchronisation avec la position du piston dans le cylindre, il dirige la vapeur sur l'une ou l'autre face du piston.

Supposons que le piston se trouve dans la position externe gauche. Sous l'effet de la pression de la vapeur appliquée une force F qui pousse le piston de gauche à droite. Cette force F transmise par la tige 3 du piston à la crosse 5 est transformée en couple de rotation de l'arbre 18 grâce à la bielle 6 et la manivelle 7. Avant que le piston ne termine sa course, la soupape 12 est déjà fermée. Le piston continue son mouvement grâce à la détente de la vapeur dans la chambre avant du cylindre et de l'inertie des pièces en mouvement.

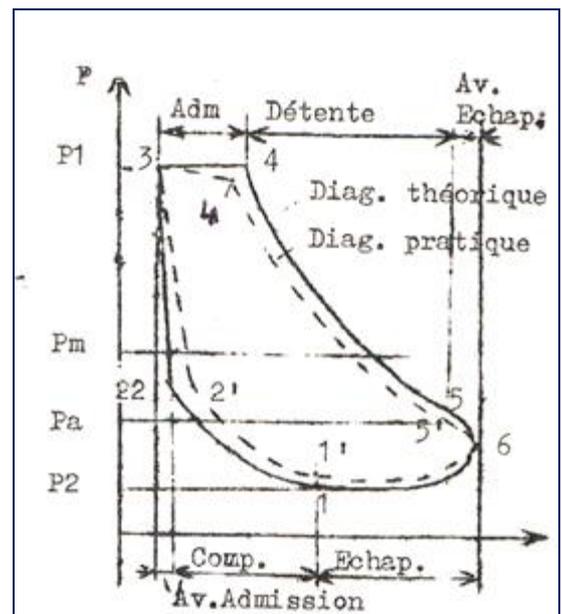


Fig. 3 : Diagrammes théorique et pratique d'une machine à vapeur (Pour une face du cylindre)

Avant que le piston n'arrive au point mort droit PMD, la soupape d'échappement 13 sera ouverte, ce qui provoque la chute de la pression dans la chambre A du cylindre et par conséquent facilitera l'inversion du sens du mouvement du piston et des autres pièces alternatives (tige du piston, bielle).

Au PMD, le sens du mouvement du piston est inversé, il revient de droite à gauche. La soupape d'échappement étant ouverte, celle d'admission est maintenue fermée. La vapeur est refoulée vers le condenseur où elle sera transformée en eau (courbe 6.1). Au point 1 (voir Fig.3), la soupape d'échappement est fermée, le piston comprime la vapeur restante, la pression augmente dans la chambre A (1.2), ce qui provoque le ralentissement du piston et facilite l'inversion du sens de la course. Avant que le piston n'arrive au point mort gauche PMG, la soupape d'admission est :

PMD : correspond à la position où la bielle et la manivelle sont superposées et leur axe commun se situe dans le prolongement de l'axe du cylindre.

PMG : correspond à la position où la bielle se trouve dans le prolongement de la manivelle et leur axe confondu avec celui du cylindre ouverte, ce qui permet de réaliser la phase de l'avance à l'admission 2.3.

En conclusion, dans une machine à vapeur fonctionnant selon le cycle de Rankine, on distingue 2 temps :

1^{er} temps : comprend l'admission 3.4 + la détente 4.5 et l'avance à l'échappement 5.6.

2^{ème} temps : comprend l'échappement 6.1 + la compression 1.2 et l'avance de l'admission 2.3.

La Fig.3 représente les diagrammes théorique et réel d'une machine à vapeur pour une seule face du piston. La surface limitée par les courbes 1.2.3.4.5.4.6.1 représente le travail théorique W_{th} . L'aire limitée par les courbes 1'.2'.3'.4'.5'.6'.1' représente le travail réel W_r .

Dans une machine à vapeur réelle, une partie de l'énergie de la vapeur est perdue à cause principalement :

- De l'échange de la chaleur entre la vapeur et les parois du cylindre lors de la détente et de l'admission.
- Du non équilibre instantané des pressions à l'intérieur et à l'extérieur du cylindre pendant les phases d'admission et d'échappement (pertes de charge).

On distingue trois types de puissance dans une machine à vapeur :

a) Puissance théorique P_{th} : c'est la puissance fournie par l'énergie contenue dans la vapeur. Cette énergie est caractérisée par l'aire 1.2.3.4.5.6.1 qui représente W_{th}

$$P_{th} = \frac{2 \cdot W_{th} \cdot n}{60}$$

n : Régime en tr/min

W_{th} : En Joules

P_{th} : En Watts.

b) puissance indiquée P_i : c'est la puissance déterminée à partir du travail subi par les 2 faces du piston.

$$P_i = P_m \cdot \pi \cdot \frac{d^2 \cdot l \cdot n}{120}$$

P_m : Pression sur une face du piston en N/m²

d : Diamètre du piston en m

l : Course du piston en m

n : Régime en tr/min

c) Puissance effective(ou réelle) P_{eff} : c'est la puissance mesuré sur le banc d'essai.

$$P_{eff} = C \cdot \omega$$

C : Couple résistant en N.m

ω : Vitesse angulaire en rd/S, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$

$$P_{eff} = C \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}$$

2) les turbines à vapeur :

a) Principe de gaz :

On a vu que les machines alternatives à vapeur, les principe de fonctionnement est basé sur l'utilisation de la pression de la vapeur sur les faces d'un piston et sa transformation en couple de rotation par un système bielle-manivelle.

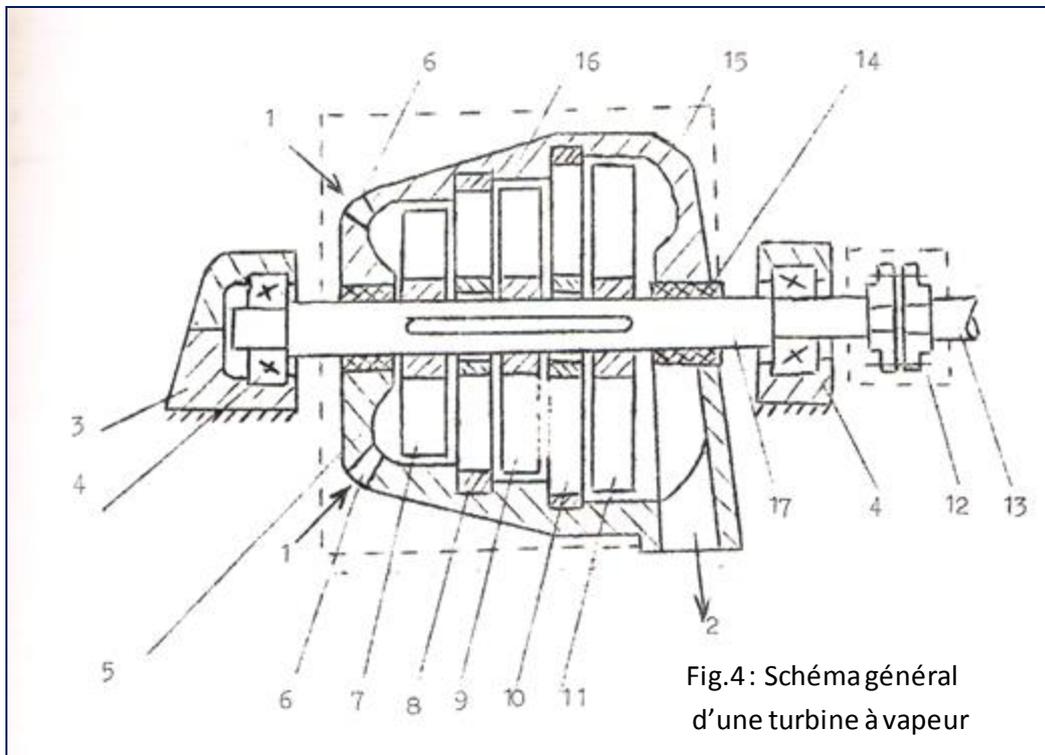
Dans les turbines à vapeur, c'est la transformation de l'énergie de pression en énergie de vitesse; cette dernière est transformée directement en travail mécanique en faisant tourner le rotor d'une turbine.

Les turbines à vapeur comme les turbines hydrauliques sont utilisées principalement pour entrainer les alternateurs dans les centrales électriques.

b) Principe de fonctionnement :

La vapeur arrivant par les entrées 1 est dirigée par les tuyères 6 sur les aubes 7 (Fig.5). la vapeur agissant par sa vitesse de ces particules cotre les aubes va fournir une énergie cinétique qui sera caractérisée par un travail sur l'arbre de la turbine. A la sortie du 1^{er} étage,

le jet de vapeur est redressé par les aubes directrices de la roue à aubes fixes 8 pour qu'il puisse agir dans le sens convenable (sens de rotation du 1^{er} étage) sur les aubes du 2^{ème} étage 9.



- | | |
|---|--|
| 1. Arrive de la vapeur | 2. Sortie de la vapeur vers le condenseur |
| 3. 4. Paliers à roulement | 5. Partie inférieure du stator |
| 6. Tuyère | 7. Disque à aubes mobile, 1 ^{er} étage |
| 8. Disque à aubes fixes | 9. Disque à aubes mobile, 2 ^{ème} étage |
| 10. Disque à aubes fixes | 11. Disque à aubes mobile, 3 ^{ème} étage |
| 12. Accouplement | 13. Arbre mené (de l'alternateur) |
| 14. Étanchéité entre le stator et l'arbre du rotor | |
| 15. calorifugeage (enveloppe qui empêche la déperdition de la chaleur) | |
| 16. Partie supérieure du stator | 17. Arbre du rotor |

Dans sa progression de l'entrée vers la sortie, la vapeur se détend, c'est-à-dire la pression diminue et son volume augmente, c'est pourquoi il y'a une augmentation graduelle de la section transversale de la Turbine (Fig.4).

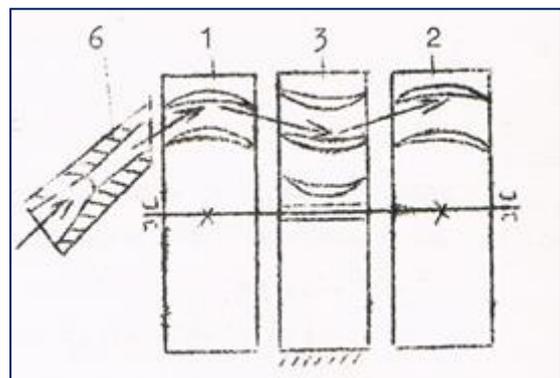


Fig.5: Écoulement de la vapeur

Les tuyères peuvent être réparties sur toute la circonférence de la roue à aubes, dans ce cas, il s'agit d'une turbine à injection totale. Dans les turbines à injection partielle, les tuyères sont installées sur une partie seulement de la circonférence de la roue à aubes.

Classification des turbines à vapeur :

On distingue 3 types à vapeur :

- 1) Turbine à action.
- 2) Turbine à réaction.
- 3) Turbine spéciales.

1) Dans les turbines à action, la vapeur se détend uniquement dans les roues à aubes fixes. Par contre, la pression reste constante dans les roues mobiles. Dans cette catégorie de turbines, on cite :

- Turbine de Laval.
- Turbine à chute de vitesse ou turbine Curtis.
- Turbine à chute de pression ou turbine Râteau.

2) Dans les turbines à réaction, la détente de la vapeur se fait dans les canaux mobiles (aubes mobiles) et dans les canaux fixes (aubes directrices).

3) Selon la valeur de la pression à la sortie de la turbine, on distingue :

a) Turbine à condensation : dans ces turbines, la vapeur fait un circuit fermé. Sortant de la turbine, elle est dirigée vers le condenseur où elle subit un refroidissement forcé. Dans ce cas, la pression à la sortie est très faible (0,04 bar).

b) Turbines à contre-pression : où la pression de sortie est supérieure à 1 atm. Ce genre de turbine est utilisé dans certaines industries (par exemple sucrerie) où le reste de l'énergie de la vapeur est utilisé pour l'exécution de certaines opérations de la chaîne de fabrication (séchage, cuisson).

c) Turbines à soutirage ou à répartition de la chaleur : dans ce genre de turbines, une partie de la vapeur est prélevée avant son arrivée à la sortie pour être utilisée dans des opérations complémentaires (par exemple réchauffer l'eau dans le circuit d'alimentation de la chaudière).

Suivant la direction de l'écoulement de la vapeur, on distingue :

- Turbines axiales : La vapeur circule parallèlement à l'axe de la turbine.
- Turbines radiales : La vapeur circule normalement à l'axe de la roue à aubes.

Éléments théoriques :

Considérons une turbine à vapeur fonctionnant selon le cycle de Rankine.

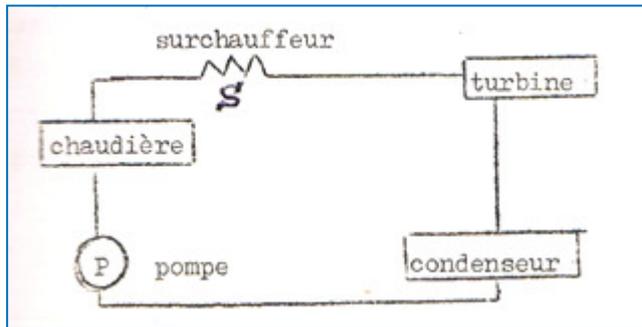


Fig.6 : Schéma de principe d'une installation de turbine à vapeur à condensation

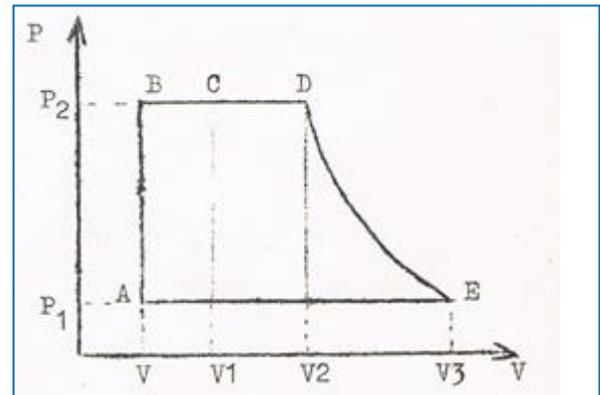


Fig.7 : Diagramme du cycle de Rankine pour une turbine à vapeur à condensation

A.B : Compression adiabatique : l'eau est introduit avec une pression P_2 par la pompe P par la chaudière.

B.C : Vaporisation isobare : l'eau est transformée en vapeur dans la chaudière. La pression est toujours constante P_2 mais le volume passe de V à V_1 .

C.D : La vapeur est surchauffée (en S) toujours à la même pression P_2 mais le volume augmente de V_1 à V_2 .

D.E : Détente isothermique : la vapeur surchauffée est introduite dans la turbine où elle se détend suivant l'isotherme D.E. la pression chute P_2 à P_1 et le volume croit de V_2 à V_3 .

À la pression P_2 , la vapeur sortant de la turbine est dirigée vers un condenseur où elle sera refroidie. Par conséquent, elle se liquéfie et son volume diminue de V_3 à V , qui est le volume initial. Ce volume peut être réintroduit par la pompe dans la chaudière et le cycle recommence.

Au cours du chauffage de l'eau puis sa réchauffe, la vapeur qui en résulte a reçue Q_1 Kcal de chaleur.

À la fin de la détente, à la sortie de la turbine, il ne reste que Q_2 Kcal de chaleur, la différence $(Q_1 - Q_2)$ a été utilisée par la turbine pour créer un travail W :

$$W = E(Q_1 - Q_2)$$

$E = 4186$ si Q en Kcal, W en J.

Si on suppose que la vitesse à l'entrée de la tuyère est nulle, la pression étant égale à P_2 , par suite de la détente qui s'effectue dans la tuyère, la pression chute de P_2 à P' . cette pression

reste constante dans la roue à aubes (turbine à action). La vitesse augmente jusqu'à V_1 qui est calculée d'après :

$$V_1 = 91,5 (Q_1 - Q_2)$$

Sachant que le fonctionnement de la turbine à vapeur est basé sur l'utilisation de l'énergie cinétique de la vapeur, la vitesse diminue en passant par la roue à aubes et sera V_2 à la sortie.

V_2 est la vitesse d'écoulement de la vapeur vers le condenseur.

Le travail transmis à la roue sera déterminé par l'expression :

$$W = 0,5 (V_1^2 - V_2^2)$$

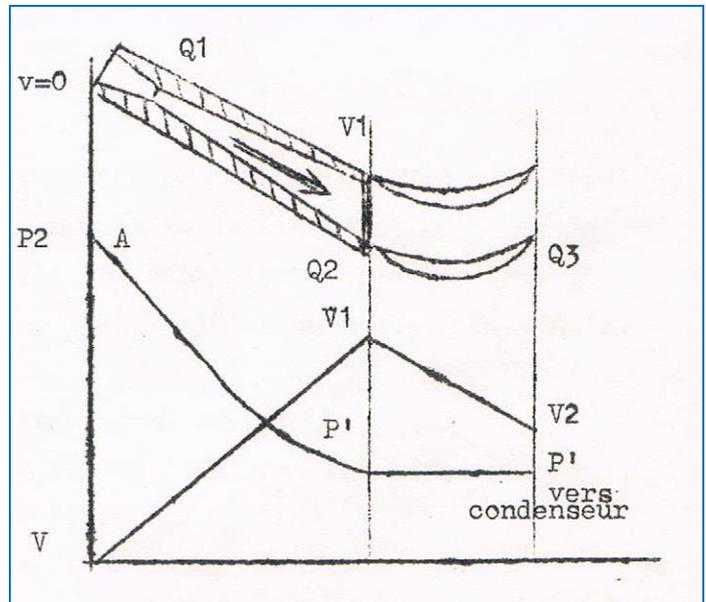


Fig.8: Variation de la pression et de la vitesse dans la tuyère et dans la roue

Considérons maintenant le parallélogramme des vitesses à l'entrée et la sortie de l'aube.

V_1 étant la vitesse absolue appliquée à l'aube. On peut la décomposer en :

- vitesse d'entraînement U qui correspond à la vitesse circulaire.

- vitesse relative W qui est tangente au profil de l'aube (condition à respecter pour éviter le choc à l'entrée de l'aube).

Les vitesses d'entraînement U et relative W sont constantes et ne varient pas entre l'entrée et la sortie de l'aube.

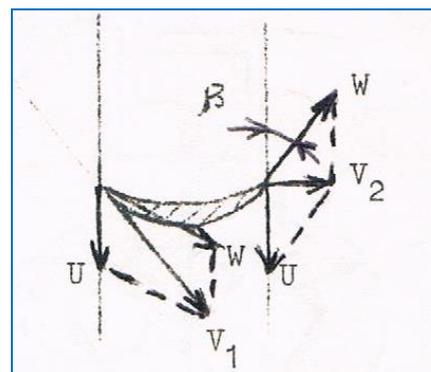


Fig.9: Parallélogramme des vitesses

D'après la formule précédente, pour déterminer le travail maximum, par conséquent le rendement maximum, il faut que la vitesse V_2 est perpendiculaire à la roue. Si V_2 est min

$$U = \frac{V_1}{V_2}$$

Pour les valeurs moyennes de $V_1 = 1500 \text{ m/s}$ donc $U = 750 \text{ m/s}$, cette dernière vitesse est excessive. Elle nécessite la construction des roues à aubes avec de grands diamètres ayant des vitesses de rotation très élevées ce qui induit des contraintes inadmissibles dans les roues et les aubes.

Pour dépasser ce problème, on fonctionne soit :

- La vitesse sur plusieurs étages, ce sont les turbines à vapeur à plusieurs roues (Turbines Curtis)
- La pression, dans ce cas, la quantité de chaleur est divisée sur plusieurs étages.

2) le moteur à air chaud (Moteur Stirling) :

Ce type de moteur fut breveté en 1816 par Robert Stirling. Il est basé sur l'utilisation de l'énergie d'un gaz réchauffé.

Description du moteur Stirling :

Le schéma général d'un moteur à air chaud comprend le cylindre 1 dans lequel évoluent 2 pistons. Un piston chaud ou balayer 2 et un piston froid 3. Les deux pistons délimitent dans le cylindre deux chambres : une chambre froide 4 comprise entre les deux pistons et une chambre chaude 5 comprise entre le fond du cylindre et le balayage. Les deux chambres communiquent entre elles par l'intermédiaire d'un conduit 6 et d'un régénérateur 7. Un chauffeur 8 chauffe le gaz autant son introduction dans la chambre chaude. Au contraire, le refroidisseur 9 abaisse la température du gaz avant son entrée dans la chambre froide.

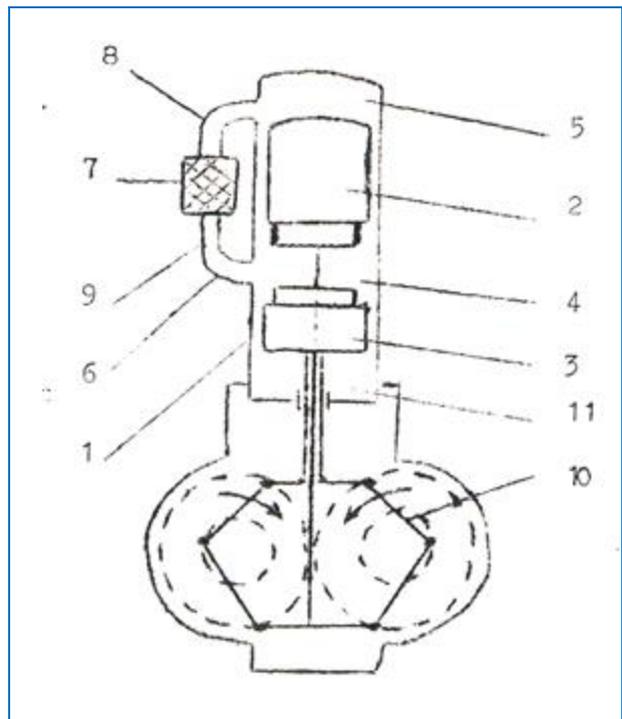


Fig.10 : Schéma d'un moteur à air chaud (Stirling)

Les deux pistons munis chacun d'une tige sont reliés à un système appelé entraînement rhomboïdal 10. la tige du piston chaud traverse le piston froid ainsi que sa tige. Une chambre tampon 11 comprise entre le piston froid et le fond du cylindre est remplie de gaz. Pendant le mouvement de descente du piston froid, ce gaz en se comprimant freine le piston par contre pression et facilite le changement de son sens de transition.

Principe de fonctionnement :

Le cycle de fonctionnement comporte 4 phases.

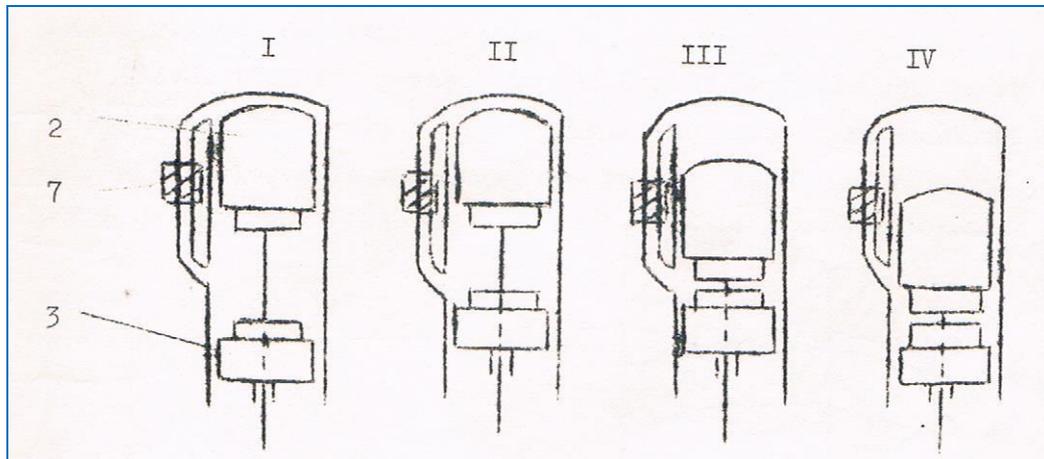


Fig.11 : Schéma du principe de fonctionnement du cycle Stirling

1^{ère} phase : Le piston est au point le plus bas et le balayeur se trouve au point le plus haute, l'espace compris entre le piston et le balayeur (chambre froide) est rempli de gaz.

2^{ème} phase : Le piston remonte dans le cylindre et comprime le gaz froid.

3^{ème} phase : Le piston est au point le plus haute, la balayeur descend dans le cylindre provoquent le refoulement du gaz dans la chambre chaude.

4^{ème} phase : En passant par le régénérateur puis par le réchauffeur, le gaz est chauffé, la température et la pression augmentent. En entrant dans la chambre chaude, le gaz se détend. Sous l'effet de la pression du gaz, la balayeur et le piston descendent au point le plus bas.

Ensuite, grâce à l'entraînement rhomboïdal, le balayeur remonte dans le cylindre chassant le gaz vers la chambre froide. On revient à la phase 1.

Variation du volume des deux chambres en fonction de la vitesse des pistons :

Les quatre phases du cycle déterminent une variation du volume des deux chambres froide et chaude. Cette variation est obtenue par le déplacement relatif des deux pistons.

L'évolution de la masse du gaz durant le cycle est caractérisée par le diagramme $P = f(V)$. A ce diagramme théorique de variation des volumes des deux chambres ainsi que les vitesses des deux pistons.

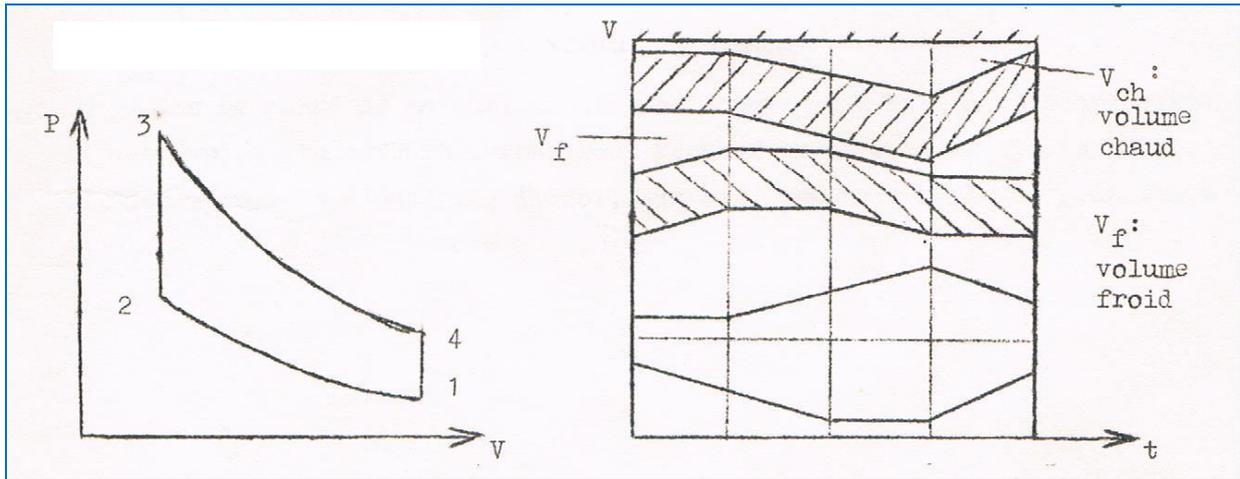


Fig.12 : Diagrammes théoriques de variation des volumes des chambres chaudes et froides en fonction du temps

Le diagramme théorique se caractérise par la discontinuité des mouvements des pistons. Il est pratiquement irréalisable. Pour un cycle pratique de fonctionnement, il faut donner une même pulsation ω aux pistons avec un déphasage ρ entre eux. Grâce au mouvement sinusoïdal des pistons, on obtient un cycle pratique de fonctionnement où la variation des volumes est représentée sur le diagramme suivant :

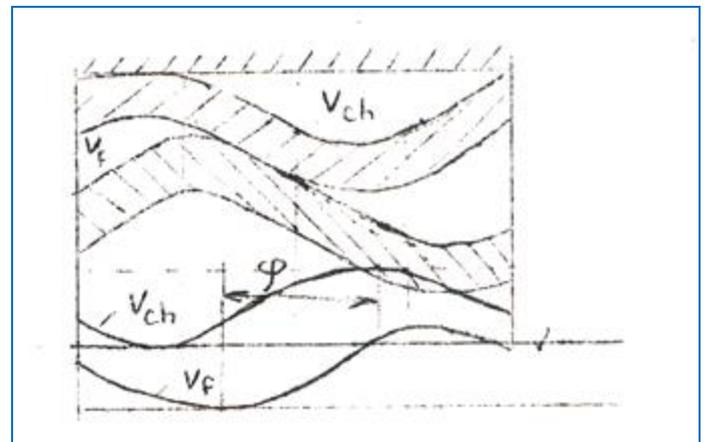


Fig.13 : Diagrammes pratiques de variation des volumes des deux chambres en fonction du temps

Comparaison des moteurs Stirling et des moteurs à allumage commandé :

Pour un régime constant, la puissance développée dépend de la quantité de gaz introduite dans le cylindre.

- Pour une puissance de 10 à 40 Cv par cylindre, le rendement thermique des deux moteurs considérés est presque le même.
- Pour une même puissance, le moteur Stirling est plus lourd (5 Kg/Cv contre 4,7 Kg/Cv)
- La puissance au litre du moteur Stirling est 5 fois plus grande que celle des moteurs à allumage commandé.

Dans ce genre de moteur, on utilise comme gaz l'hélium ou l'hydrogène. Le gaz évolue en circuit fermé. Pour réchauffer le gaz. On utilise plusieurs sources d'énergie, alcool, gaz oil, essence, huile de graissage.

II) Moteurs à combustion interne :

Contrairement aux moteurs à combustion externe, dans les moteurs à combustion interne, c'est la combustion du fluide qui fournit la chaleur, aussi utilise-t-on le plus souvent, comme combustible, un dérivé d'hydrocarbure. La combustion se déroule dans un endroit fermé appelé "chambre de combustion". La réaction chimique de combustion provoque l'accroissement de la pression et de la température. Un mécanisme approprié transforme cette pression en effort mécanique utile.

Classification des moteurs à combustion interne :

On doit noter au préalable que suivant la répartition de la combustion dans le temps, il y a deux classes de moteurs à combustion interne :

- Les turbines à gaz où la combustion est continue.
- Les capsulines ou bien moteur à piston où la combustion est intermittente.

Pour les moteurs à pistons (capsuline), la classification la plus répandue comprend :

1) Moteurs à explosion :

Dans ces moteurs, les mélanges carburant + comburant (dérivé d'hydrocarbure + air) se fait à l'extérieur du cylindre comme carburant, on utilise généralement l'essence (parfois gaz butane, gaz de ville etc). Ce type de moteur porte également différentes appellations moteur à essence, à explosion, à volume constant, à allumage commandé, à carburation externe.

2) Moteurs à combustion :

Appelé aussi moteur Diesel, à huile lourde, à pression constante, à allumage spontané, à carburation interne. Cette dernière dénomination indique que dans ce genre de moteurs, le mélange carburant + comburant (gaz oil + air pur) se fait à l'intérieur du cylindre.

3) Moteurs mixtes :

Ce sont les moteurs qui utilisent les particularités de construction et de fonctionnement dans deux types précédents.

D'après le cycle de fonctionnement, on distingue :

1) Moteurs à 4 temps : Les quatre phases d'admission, de compression de combustion-détente et l'échappement sont réalisées en deux tours du vilebrequin (720°).

2) Moteurs à deux temps : les quatre phases citées précédemment sont réalisées en un seul tour de vilebrequin (360°).

D'après la disposition des cylindres dans l'espace :

- Moteurs en ligne, en V, en cylindre opposés, à plat, en étoile.

Le cycle à quatre temps :

Le moteur à combustion interne est basé sur l'application du cycle de Carnot. En 1862, Alphonse Beau de Rochas breveta le cycle à quatre temps avec compression préalable. En 1876, N.Otto réalisa le premier moteur thermique fonctionnant selon le cycle de Beau Rochas.

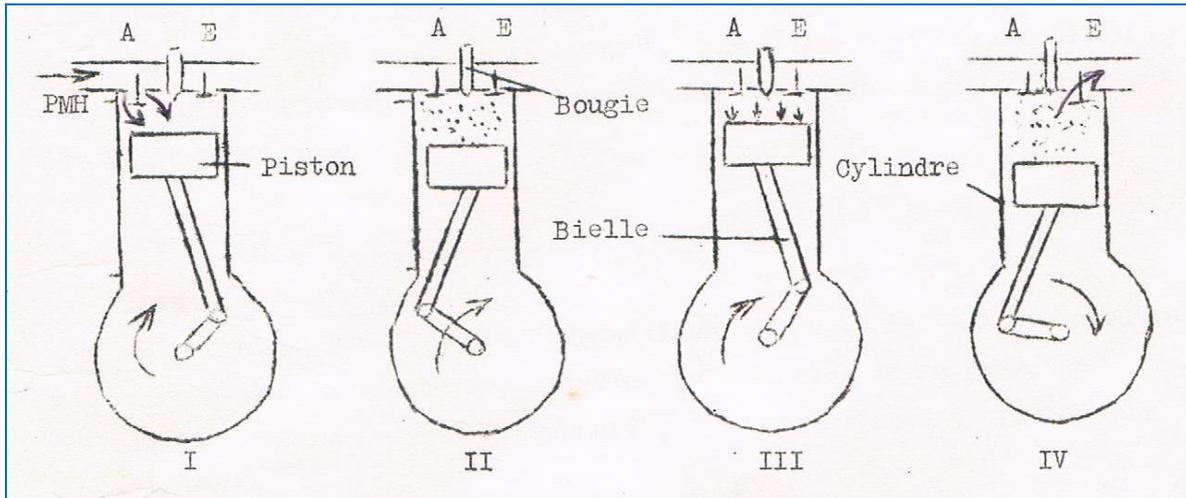


Fig.14 : Cycle à quatre temps

1^{er} temps : Admission

La soupape étant fermée, les gaz pénètrent dans le cylindre par l'orifice d'admission A maintenue ouverte. Les gaz affluent à l'intérieur du cylindre sous l'effet de la dépression provoquée par le déplacement du piston de PMH à PMB. La dépression durant ce temps atteint 0,7 à 0,9 Kgf/cm² tandis que la température se situe entre 75 et 125°C.

2^{ème} temps : Compression

Arrivé au PMB, le piston entraîné par la bielle et le vilebrequin revient vers PMH. Au début de ce mouvement, la soupape d'admission se ferme. Le piston fortement les gaz. Au PMH, le vilebrequin a fait un tour. Pression : 7 à 15 Kgf/cm², température : 350 à 500°C.

3^{ème} temps : Combustion (Explosion)

A la fin du 2^{ème} temps, le mélange combustible + air est enflammé. Cette inflammation provoque l'augmentation de la température et de la pression. Cette dernière agit sur le piston et par l'intermédiaire de la bielle et de la manivelle, un couple est transmis au vilebrequin. C'est le temps moteur. Pression : 35 à 50 Kgf/cm², Température : 2200 à 2500°C.

3^{ème} temps : Échappement

La soupape d'admission étant fermée, la soupape est ouverte le piston entrainé par l'énergie accumulée dans un volant ainsi que par le vilebrequin remonte dans le cylindre vers PMH chassant les gaz brûlés dans la conduite d'échappement. Pression : 1,1 à 1,2 Kgf/cm², Température : 700 à 800°C.

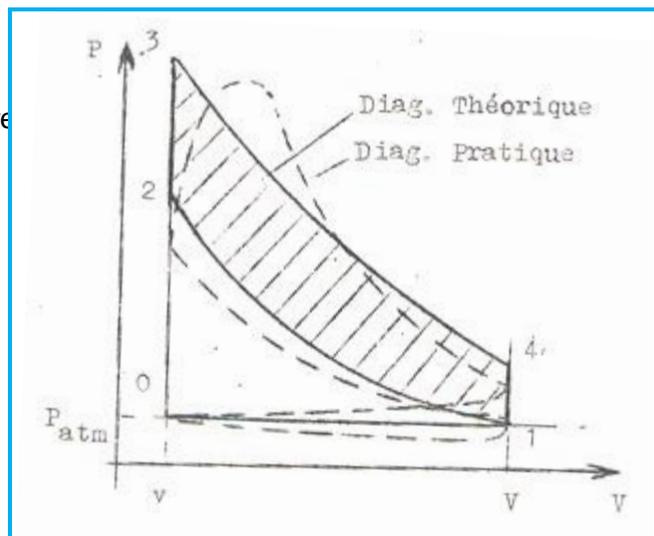
Le cycle est terminé. Le piston revient à la piston 1 après deux tours du vilebrequin, c'est-à-dire 720°C. Durant les quatre les quatre temps du cycle il y a 1 seul temps moteur (3^{ème} temps). Les 1^{er}, 2^{ème}, 4^{ème} temps sont des temps résistants.

Représentation graphique du cycle :

Diagramme théorique :

Le diagramme permet l'étude détaillé du cycle et le réglage du moteur. C'est une courbe représentant la variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume engendré par le déplacement du piston.

- 1) durant le 1^{er} temps, la soupape d'admission étant ouverte, il y a communication entre l'atmosphère sensiblement égale à la pression atmosphérique. La représentation graphique de l'admission est la droite 0.1.
- 2) Pendant le 2^{ème} temps (compression), la pression croit selon une évolution adiabatique 1.2. Au PMH, l'explosion provoque une brusque augmentation de la pression 2.3 sans modification du volume.



3) Pendant le 3^{ème} temps, les gaz résultants de l'explosion se détendent suivant une courbe adiabatique 3.4.

4) Au PMB, la soupape d'échappement s'ouvre, on a la chute de pression 4.1, la pression à l'intérieur du cylindre s'équilibre avec la pression atmosphérique.

L'aire hachurée représente le travail de la machine par cylindre pendant un cycle. Ainsi l'étude d'un diagramme donné permet d'améliorer le réglage ainsi que la puissance et le rendement du moteur.

Diagramme pratique :

Le diagramme pratique du cycle à 4 temps est différent du diagramme théorique à cause de 4 hypothèses inexactes :

1) Inertie du gaz supposée nulle.

2) Ouverture instantanée des soupapes du équilibre instantané des pressions : atmosphérique et à l'intérieur du cylindre.

3) Combustion instantanée du mélange gazeux.

4) Compression et détente adiabatique (c'est-à-dire sans échange de chaleur entre le gaz et les parois du cylindre).

Ainsi, le cycle réel se déroule de la manière suivante :

1^{er} temps : la pression se maintient au dessous de la pression atmosphérique. Ceci est dû principalement à la résistance rencontrée par le mélange lors de son écoulement vers l'intérieur du cylindre.

2^{ème} temps : la pression finale est inférieure à la pression théorique 2 car le volume de gaz admis est moindre (Étirage du mélange, inertie) et il y a échange de chaleur avec les parois du cylindre.

3^{ème} temps : la combustion n'étant pas instantanée, le piston aura le temps de se déplacer, la masse gazeuse cède un peu de chaleur aux parois, la pression maximum atteinte tardivement.

4^{ème} temps : l'équilibre de pression au cours de l'échappement ne se fait pas instantanément, la courbe d'échappement sera au dessous de la pression atmosphérique.

Le cycle à deux temps :

Dans le cycle à 4 temps, vilebrequin fait deux tours pour réaliser les quatre phases. Dans le cycle à deux temps, les quatre phases sont réalisées en un seul tour du vilebrequin. Ainsi, on a une explosion chaque fois que le piston arrive au PMH. Dans les moteurs fonctionnant selon le cycle deux temps, les gaz sont préalablement comprimés soit dans le carter, soit par piston spéciale, ou bien par un compresseur. D'autre part, les voies d'admission et d'échappement sont spécialement aménagées pour permettre l'introduction et l'évacuation des gaz. Dans certains cas, la tête du piston est dessinée de manière à obtenir un meilleur rendement du mélange introduit à l'intérieur du cylindre.

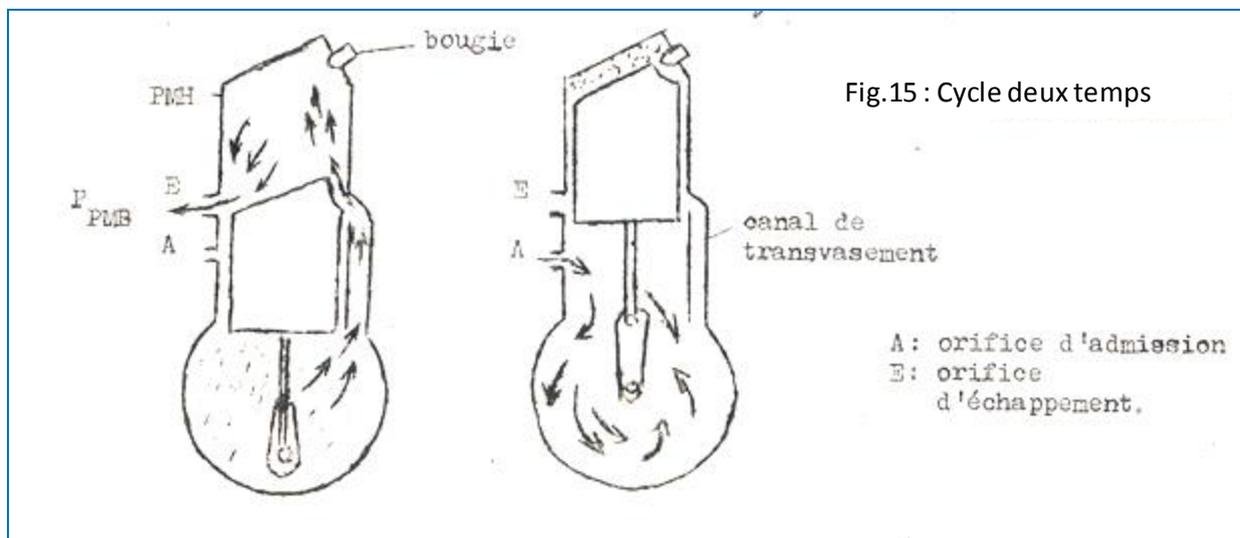
Déroulement du cycle :

1^{er} temps :

Le piston se trouve au PMB, l'orifice d'échappement étant ouvert, les gaz brûlés s'échappent du cylindre tandis que les gaz frais pénètrent par les canaux (orifices) de transvasement. La construction des canaux et parfois du piston permet d'éviter le mélange des gaz frais avec le gaz brûlés et leur évacuation prématurée du cylindre.

En remontant, le piston ferme d'abord les canaux de transvasement puis ceux d'échappement et comprime le volume de gaz admis dans le cylindre.

Ainsi, durant le 1^{er} temps, sont réalisées partiellement les opérations d'échappement des gaz brûlés d'admission des gaz frais dans le carter et de transvasement des gaz frais ainsi que la compression complète.



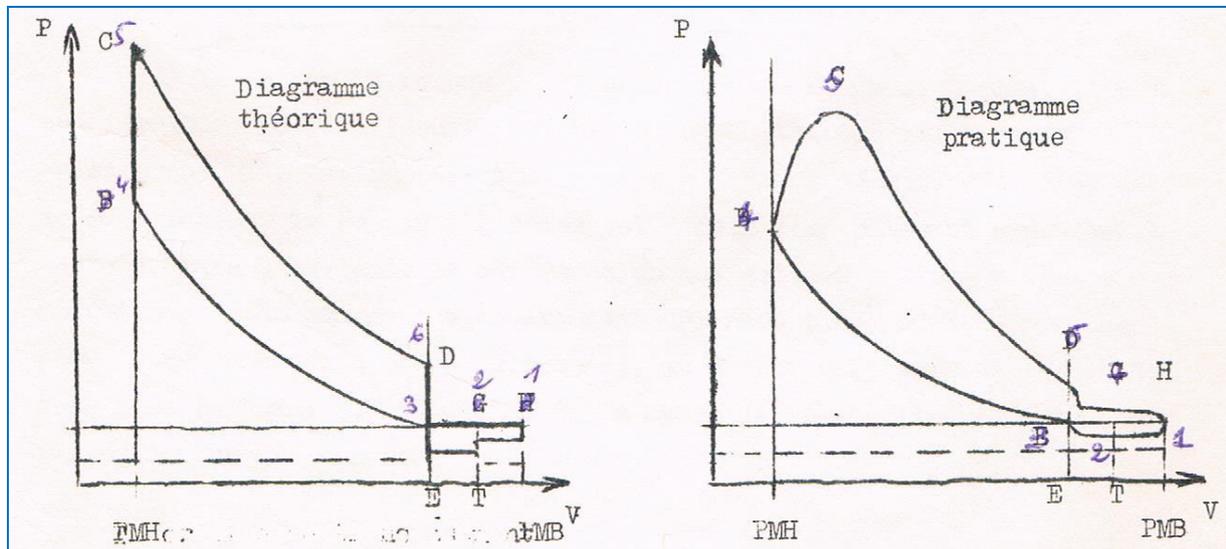
2^{ème} temps :

À la fin de la compression, les gaz sont enflammés, la température et la pression augmentent brusquement. Ils se détendent et exercent une pression sur le piston le refoulant vers PMB. Pendant ce temps, une autre charge de gaz frais est admise à l'intérieur du carter, l'orifice d'admission étant ouvert. La pression appliquée sur la face du piston est transmise au vilebrequin sous la forme d'un couple par l'intermédiaire de la bielle et de la manivelle. Dans sa course vers PMB, le piston ferme l'orifice d'admission des gaz dans le carter, ouvre l'orifice d'échappement en premier lieu puis l'orifice du canal de transvasement, l'échappement des gaz brûlés et le transvasement des gaz frais se font presque simultanément le cycle est terminé.

Durant le deuxième temps, se produisent l'explosion et la détente complète ainsi que le début de l'échappement est la fin du transvasement.

Diagramme théorique et pratique du cycle à deux temps :

Le diagramme théorique tracé dans les mêmes conditions et en faisant les mêmes hypothèses que pour le cycle à quatre temps est représenté par la courbe fermée suivante (figure de gauche)



T: orifice de transvasement

E: orifice d'échappement

De 1 à 2 : les deux orifices (lumières) T et E sont ouverts

2 à 3 : seul orifice d'échappement est ouvert

3 à 4 : compression adiabatique avec allumage au point 4

5 à 6 : détente adiabatique

En 6 : l'orifice d'échappement E démasqué, la pression chute jusqu'à la pression atmosphérique

En 7 : l'orifice de transvasement est ouvert, le gaz entre dans le cylindre.

Le diagramme pratique est différent du diagramme théorique à cause des hypothèses inexacts qu'on a examinées précédemment dans le cycle à quatre temps.

Le diagramme permet de comprendre l'évolution des paramètres de fonctionnement du moteur et par conséquent faire son réglage. Dans ce genre de moteurs où les orifices sont faits dans le bloc cylindre même, on ne peut agir que sur l'avance à l'allumage pour régler le moteur et non sur le réglage de la distribution qui est déterminée définitivement lors de la construction du moteur.

On remarque, sur le diagramme pratique, au moment où commence l'échappement, la pression est assez élevée à cause de l'introduction des gaz frais pré comprimés et la pression ne descend jamais jusqu'à la pression atmosphérique.

Compression des cycles à 4 temps et à 2 temps :

Dans le moteur thermique fonctionnant selon le cycle 2 temps, il y a impulsion motrice (couple moteur) à chaque tour du vilebrequin (piston au PMH). Par rapport à un moteur à 4 temps de même cylindrée et de même régime, le moteur à 2 temps est 2 fois plus puissant. Mais à cause de la construction des moteurs à 2 temps et des opérations d'admission et d'échappement qui sont plus courtes (par conséquent, une combustion moins puissante), le moteur à 2 temps est 1,2 à 1,5 fois plus puissant que celui à 4 temps ayant la même cylindrée et le même régime de fonctionnement.

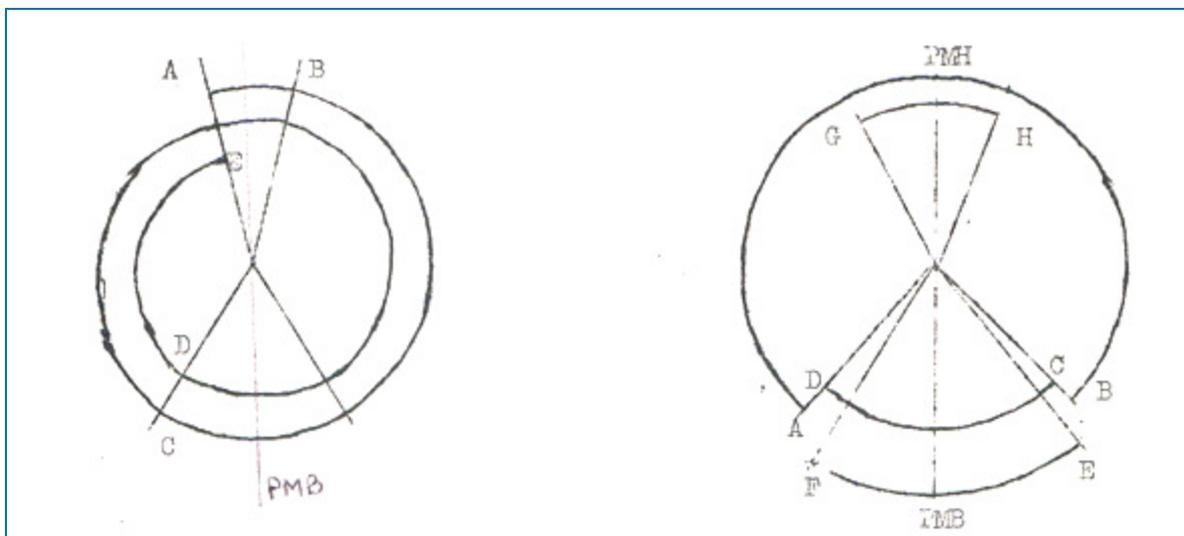


Fig.16 : Comparaison des cycles à 4 temps et à 2 temps

Cycle à 4 temps

- A.B** : balayage
- B.C** : admission
- C.PMH** : compression
- PMH.D** : détente
- D.E** : échappement

Cycle à 2 temps

- A.PMH** : compression
- PMH.B** : détente
- C.D** : échappement
- E.F** : transvasement
- G.H** : admission

Le régime de fonctionnement du moteur à 2 temps est moins étendu que celui à 4 temps. Au dessus d'un régime déterminé, les gaz brûlés ne s'échappent pas complètement et au dessus d'une régime, une partie des gaz frais passent directement à l'échappement. Ceci influe sur la qualité et le volume du gaz comprimé et par conséquent sur le rendement du moteur.

Définitions de la cylindrée, du volume mort et du rapport de compression volumétrique :

Course : c'est le déplacement du piston de PMH à PMB. Elle a pour valeur d'angle 180° et pour longueur $2.R$ (R : rayon de la manivelle).

l'ésage, D : diamètre intérieur du cylindre

Cylindre unitaire, V : c'est le volume balayé par le piston durant une course.

$$V = 0,5 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot R = 2 \cdot R \cdot S$$

S : section du cylindre

Cylindrée totale : c'est le produit de la cylindrée unitaire par le nombre de cylindres n .

$$V_t = V \cdot n$$

Volume mort, V : volume compris entre le fond de la culasse et la face supérieure du piston quand il est au PMH.

Rapport de compression volumétrique (Taux de compression) :

$$\rho = \frac{V + v}{v}$$

Vitesse de rotation : c'est la vitesse de rotation du vilebrequin

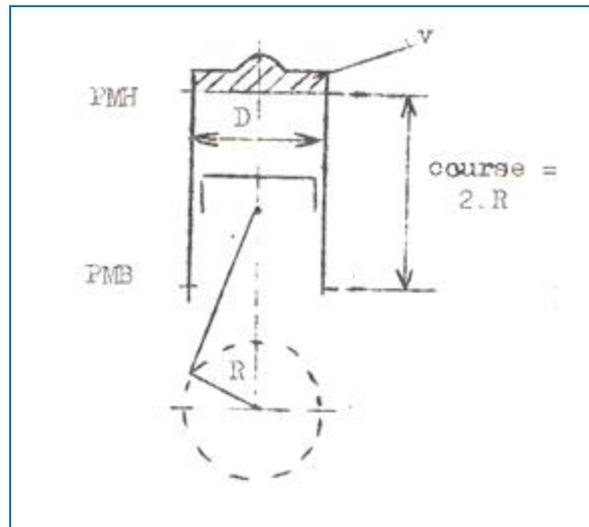
$$\omega = \frac{\pi \cdot N}{30} \quad rd/s$$

N : régime ou vitesse de rotation du vilebrequin.

Taux de remplissage : c'est le rapport du volume réel des gaz frais admis et de la cylindrée,
 X :

$$X = V' / V \qquad 0,6 < X < 0,9$$

X diminue lorsque le régime augmente.



Cycles thermodynamiques :

On peut assimiler le moteur à combustion interne à une machine thermique dans laquelle évolue une masse de gaz m .

Trois types de cycles sont utilisés dans les moteurs à combustion interne :

- Cycle à apport de chaleur à volume constant
- Cycle à apport de chaleur à pression constante
- Cycle mixte où l'apport de chaleur est fait en deux parties : à volume constant et à pression constante.

Rendement thermique théorique :

A) Cycle avec apport de chaleur à volume constant :

Ce sont les moteurs où la combustion est faite par l'étincelle électrique d'une bougie. Le cycle thermodynamique, pour ce genre de moteur, comprend les phases suivantes :

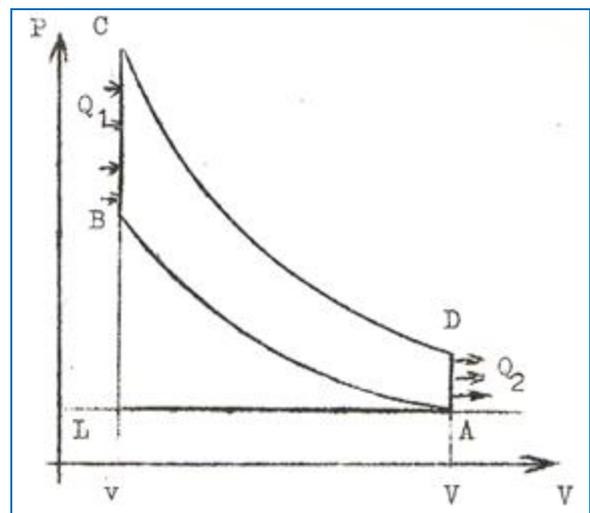
L à A : admission

A à B : compression adiabatique

B à C : apport de la chaleur à volume constant

C à D : détente adiabatique

D à A : échappement (transfert de la chaleur à la source froide).



Désignons les différents états de la masse du gaz pendant le cycle par les paramètres P, V et T (pression, volume et température).

En A (fin d'admission) $P_1, V + v, T_1$

En B (fin de compression) P_2, v, T_2

En C (fin de l'explosion) P_3, v, T_3

En D (fin de la détente) $P_4, V + v, T_4$

Entre les évolutions B et C, le volume reste constant v tandis qu'entre A et D, il est $V + v$.

L'énergie dégagée par l'explosion est égale à la quantité de chaleur Q_1 nécessaire pour élever la température de la masse du gaz m de T_2 à T_3 pour un même volume v :

$$Q_1 = m \cdot C_v(T_3 - T_2)$$

T : température absolue en degré kelvin (K) ($0^\circ\text{C} = 273 \text{ K}$).

De même l'énergie perdue au moment de l'échappement lorsque le gaz passe de la température T_4 à T_1 pour un volume $(V + v)$ est :

$$Q_2 = m \cdot C_v(T_4 - T_1)$$

C_v étant dans les deux cas la chaleur massique à volume constant.

D'après le théorème de Carnot, le rendement thermique est le rapport entre l'énergie recueillie et l'énergie fournie :

$$R_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

C'est-à-dire :

$$R_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Connaissant l'équation caractéristique des gaz parfaits

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T$$

Où n : nombre de moles contenues dans le volume de gaz parfait

R : constante des gaz parfaits $R = 8,314 \text{ J/mol.K}$

Reprenons les quatre états du gaz en leur appliquant cette équation, on obtient la série d'équations suivantes :

$$\left. \begin{array}{l} P_1(V + v) = n \cdot R \cdot T_1 \\ P_2 \cdot v = n \cdot R \cdot T_2 \\ P_3 \cdot v = n \cdot R \cdot T_3 \\ P_4(V + v) = n \cdot R \cdot T_4 \end{array} \right\} A$$

D'autre part, dans le cas d'une transformation adiabatique, les paramètres caractéristiques du gaz sont liés par la relation suivante :

$$P \cdot V^\gamma = \text{cte}$$

Où γ : rapport entre la chaleur spécifique à pression constante et la chaleur spécifique à volume constant $\gamma = C_p/C_v$

Considérons les transformations adiabatiques A.B et C.D et posons le système d'équation suivant :

$$P_1 (V + v)^\gamma = P_2 \cdot v^\gamma$$

$$P_4 (V + v)^\gamma = P_3 \cdot v^\gamma$$

De la première équation, on tire :

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{v}{(V + v)} = \left(\frac{v}{V + v} \right)^\gamma = \frac{1}{\rho^\gamma} \quad (C)$$

ρ : étant le rapport volumétrique de compression.

Par analogie :

$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{1}{\rho^\gamma} \quad (C)$$

En divisant les égalités A deux à deux, on obtient :

$$\frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{V + v}{v} = \frac{T_1}{T_2}$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{P_1}{P_2} \cdot \rho &= \frac{T_1}{T_2} \\ \frac{P_4}{P_3} \cdot \rho &= \frac{T_4}{T_3} \end{aligned} \right\} D$$

Remplaçons dans D (P_1/P_2) et (P_4/P_3) par les valeurs trouvées en (C) :

$$\frac{T_1}{T_2} = \rho \cdot \frac{1}{\rho^\gamma} \quad \text{et} \quad \frac{T_4}{T_3} = \rho \cdot \frac{1}{\rho^\gamma}$$

Donc :

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} = \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \quad \gggg \quad \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$$

il en résulte que le rendement thermique théorique est :

$$R_t = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$$

A partir de cette expression, on déduit que le rendement thermique théorique d'un moteur à explosion dépend seulement du taux de compression et des caractéristiques du combustible. Mais en réalité, le rendement pratique ne constitue que les 4/5 environ du rendement théorique.

B) Cycle avec apport de chaleur à pression constante :

c'est le cycle caractéristique des moteurs fonctionnant selon le principe de diesel, le cycle est composé de 4 phases.

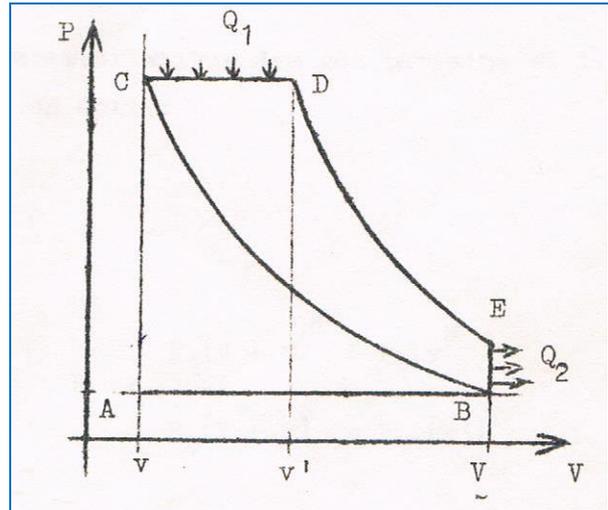
A à B : admission

B à C : compression adiabatique

C à D : apport de chaleur à pression constante

D à E : détente adiabatique

E à B : échappement (transfert de la chaleur à la source froide).



Pour déterminer le rendement thermique théorique du cycle diesel pur (à pression constante),

On désignera de façon analogue les différents états du gaz.

En B (fin d'admission) $P_1, V + v, T_1$

En C (fin de compression) P_2, v, T_2

En D (fin de combustion) P_3, v', T_3

En E (fin de détente) $P_4, V + v, T_4$

Il y a lieu de remarquer que pour le cycle diesel $P_3 = P_2$ tandis qu'en fin de combustion, le volume de gaz passe de v à v' .

La chaleur dégagée par la combustion est :

$$Q_1 = C_p(T_3 - T_2)$$

Tandis que la chaleur perdue au moment de l'échappement est :

$$Q_2 = C_v(T_4 - T_1)$$

Où C_p : chaleur spécifique à pression constante

C_v : chaleur spécifique à volume constant

Sachant que le rendement thermique est :

$$R_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

En se basant sur l'équation caractéristique des gaz parfaits et la loi de transformation adiabatique, on écrit :

$$A \left\{ \begin{array}{l} P_1 (V + v) = n \cdot R \cdot T_1 \\ P_2 \cdot v = n \cdot R \cdot T_2 \\ P_3 \cdot v' = n \cdot R \cdot T_3 \\ P_4 (V + v) = n \cdot R \cdot T_4 \end{array} \right. \quad \text{et} \quad B \left\{ \begin{array}{l} P_1 (V + v)^\gamma = P_2 \cdot v^\gamma \\ P_4 (V + v)^\gamma = P_3 \cdot (v')^\gamma \end{array} \right.$$

De A, on écrit :

$$T_2 = \frac{T_1 \cdot T_2 \cdot v}{P_1 (V + v)} = T_1 \cdot \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{1}{\rho}$$

De B, on écrit :

$$P_2 = P_1 \cdot \rho^\gamma$$

Donc :

$$T_2 = T_1 \cdot \rho^{\gamma-1}$$

De A, on a :

$$\frac{T_1}{T_4} = \frac{P_1}{P_4} \quad T_4 = T_1 \cdot \frac{P_4}{P_1}$$

De B :

$$P_4 = \frac{P_3 \cdot (v')^\gamma}{(V + v)^\gamma}$$

Sachant que $P_3 = P_2$ et $P_4 = P_1 \cdot \rho^\gamma$, on obtient :

$$P_4 = \frac{P_1 \cdot \rho^\gamma \cdot (v')^\gamma}{(V + v)^\gamma} = P_1 \cdot \rho^\gamma \left(\frac{v'}{V + v} \right)^\gamma = P_1 \cdot \left(\frac{v + v'}{v'} \right)^\gamma \left(\frac{v'}{V + v'} \right)^\gamma$$

$$P_4 = \left(\frac{v'}{v} \right)^\gamma \cdot P_1$$

En désignant par θ le rapport (v'/v) , (rapport du volume en fin de combustion sur le volume en fin de compression), on écrira :

$$P_4 = P_1 \cdot \theta^\gamma$$

$$T_4 = T_1 \cdot \theta^\gamma$$

Du système d'équation A, on a :

$$T_3 = T_4 \cdot \frac{P_1 \cdot v'}{P_4 (V + v)}$$

En remplaçant T_4 , $P_3 = P_2$ et P_4 par leurs valeurs, on trouve :

$$T_3 = T_4 \cdot \frac{T_1 \cdot \theta^\gamma \cdot P_1 \cdot \rho^\gamma \cdot v'}{P_1 \cdot \theta^\gamma (V + v)} \cdot \frac{v}{v} = T_1 \cdot \rho^{\gamma-1} \cdot \theta$$

L'expression du rendement devient :

$$R_t = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

$$R_t = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{\theta^\gamma - 1}{\rho^{\gamma-1} (\theta - 1)}$$

C'est l'expression du rendement thermique théorique du Diesel pur (à combustion à pression constante). Le rendement réel représente environ 4/5 du rendement théorique.

En plus, du taux de compression volumétrique et la qualité du combustible, le rendement théorique du Diesel pur dépend du coefficient de détente préalable.

C) Cycle mixte :

Ce cycle combine les avantages des deux cycles précédents. Durant ce cycle, la masse de gaz est enflammée partiellement à volume constant partiellement à pression constante.

A.B : admission

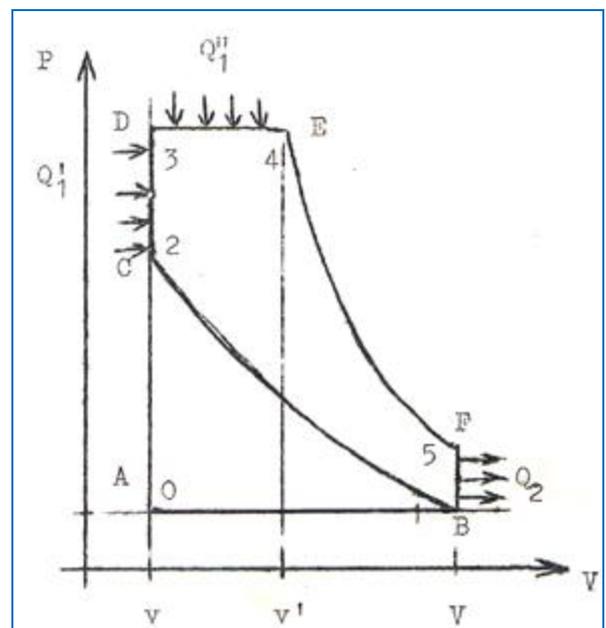
B.C : compression adiabatique

C.D : apport de chaleur à volume constant, Q'_1

D.E : apport de chaleur à pression constante, Q''_1

E.F : détente adiabatique

F.B : échappement (transfert de chaleur à la source froide).



L'apport de chaleur est $Q_1 = Q'_1 + Q''_1$.

La perte de chaleur lors de l'échappement Q_2 .

$$R_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q'_1 + Q''_1}$$

Où $Q_2 = C_V \cdot (T_5 - T_1)$

$$Q'_1 = C_V \cdot (T_3 - T_2)$$

$$Q''_1 = C_P \cdot (T_4 - T_3)$$

D'après les démonstrations précédentes, on peut écrire les relations suivantes :

- **pour la compression adiabatique**

$$T_2 = T_1 \cdot \rho^{\gamma-1}$$

- **pour l'apport de chaleur à volume constant**, d'après la relation des gaz parfaits, on peut écrire :

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = \varepsilon \qquad T_3 = \varepsilon \cdot T_2$$

Où ε : coefficient de compression manométrique.

- **pour l'apport de chaleur à volume constant ($P_3 = P_4$)**, en utilisant la relation des gaz parfaits, on trouve :

$$T_4 = \frac{v'}{v} \cdot T_3 \qquad T_4 = T_3 \cdot \theta$$

- **pour la détente adiabatique**, d'après la loi de transformation adiabatique :

$$P_4 (v')^\gamma = P_5 \cdot V^\gamma \qquad \frac{P_5}{P_4} = \left(\frac{v'}{v} \right)^\gamma \quad (a)$$

Et la loi sur les gaz parfaits :

$$P_4 \cdot v' = n \cdot R \cdot T_4$$

$$P_5 \cdot V = n \cdot R \cdot T_5 \qquad \frac{T_5}{T_4} = \frac{P_5 \cdot V}{P_4 \cdot v'} \quad (b)$$

En remplaçant (a) dans (b), on trouve :

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v'}{V} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{v' - v}{v \cdot V} \right)^{\gamma-1} \qquad T_5 = T_4 \cdot \theta^{\gamma-1} \cdot \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$$

Ici V est l'équivalent de V + v, considéré dans les exemples précédents.

Pour pouvoir faire des simplifications, remplaçons toutes les températures en fonction de T₁.

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \cdot \rho^{\gamma-1} & T_3 &= T_1 \cdot \varepsilon \cdot \rho^{\gamma-1} \\ T_4 &= T_1 \cdot \theta \cdot \varepsilon \cdot \rho^{\gamma-1} & T_5 &= T_1 \cdot \theta^\gamma \cdot \varepsilon \end{aligned}$$

Sachant que $Q_1 = Q'_1 + Q''_1 = C_V \cdot (T_3 - T_2) + C_P \cdot (T_4 - T_3)$, déterminons Q₁ en fonction de T₁

$$Q_1 = C_V \cdot T_1 \cdot \rho^{\gamma-1} (\varepsilon - 1) + C_P \cdot \rho^{\gamma-1} \cdot \varepsilon \cdot T_1 (\theta - 1)$$

De la même manière, exprimons Q₂ en fonction de T₁ :

$$Q_2 = C_V (T_5 - T_1) = C_V (T_1 \cdot \theta^\gamma \cdot \varepsilon - T_1) = C_V \cdot T_1 (\theta^\gamma \cdot \varepsilon - 1)$$

Finalement, on remplaçant Q₁ et Q₂ par les expressions correspondantes on trouve l'expression correspondante du rendement thermique théorique du cycle mixte :

$$R_t = 1 - \frac{\theta^\gamma \cdot \varepsilon - 1}{\rho^{\gamma-1} [(\varepsilon - 1) + \gamma \cdot \varepsilon (\theta - 1)]}$$

A partir de cette expression, on peut déduire les rendements thermiques obtenus précédemment Concernant les cycles à apport de chaleur à volume constant et à pression constante. Dans le premier cas, $\theta = 1$ et dans le deuxième cas $\varepsilon = 1$.

Dans les expressions du rendement thermique, on remarque que ce dernier dépend en théorie du taux de compression, du rapport de compression volumétrique, du rapport du compression manométrique et de la qualité du combustible. Ainsi, pour interpréter les diagrammes réels, il est nécessaire de connaître d'autre rendement.

- Rendement indiqué, R_i :

C'est le rapport entre le travail correspondant à la surface du diagramme réel et l'équivalent mécanique de la quantité de chaleur résultant de la combustion des gaz.

$$R_i = \frac{\int c \cdot P \cdot dv}{J \cdot Q}$$

Où J.Q = W (W : travail)

J = 4,18 si : W en joules et Q en cal ou bien J = 427 si : W en Kg.m et Q en Kcal.

- Rendement mécanique, R_m:

Ce rendement prend en considération les pertes causées par les frottements dans les paliers et entre les surfaces des pièces en mouvement. C'est le rapport du travail effectif relevé au bout de l'arbre et du travail

– Rendement effectif :

Le rendement effectif permet de déterminer la portion de chaleur résultant de la combustion qui est transformée en travail mécanique au bout de l'arbre.

$$R_{\text{eff}} = R_i \cdot R_m$$

– Rendement de combustion et rendement de rendement de forme :

La différence entre R_i et R_t permet d'apprécier globalement la perte qui résulte :

- du transfert de la chaleur aux parois
- de la combustion incomplète
- de la forme imparfaite du diagramme

Pour mettre en relief l'influence de ces différentes causes, on distingue le rendement de combustion et le rendement de forme.

Le rendement de combustion R_C est le rapport de la quantité de chaleur utilement dégagée par la combustion et la quantité de chaleur mesurée par la combustion dans une bombe calorimétrique.

Le rendement de forme R_f est le rapport entre le rendement thermodynamique du cycle théorique et le rendement thermodynamique du cycle réel.

$$R_i = R_t \cdot R_f \cdot R_C$$

Couple, puissance, consommation spécifique :

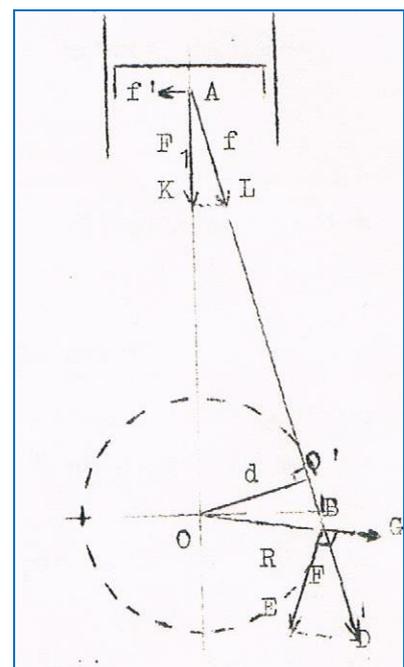
Couple moteur :

Dans le moteur à combustion interne à piston alternatif où la transmission de l'effort s'effectue par un système " bielle e-manivelle ", on considère le vilebrequin dont l'axe de rotation est O, le maneton B, le bras de manivelle R et si on considère la force F_1 résultant de la pression exercée par les gaz sur le face du piston.

On décompose la force F_1 en deux forces f et f' .

La force f est la force agissante. Elle est appliquée par l'intermédiaire de la bielle en maneton qui tend à faire tourner le vilebrequin.

Cette force donne un couple actif



$$C_1 = OO'.f = d.f$$

Ou bien, par similitude entre les triangles $OO'B$ et BED

$$C_1 = R.F$$

La force F est toujours perpendiculaire au bras de manivelle. Elle agit sur le maneton. On l'appelle force moyenne par tour. L'autre composante BG n'a pas d'effet sur le mouvement. La force f agissant sur le maneton varie au cours de la détente et par conséquent il sera de la même force F appliqué au maneton.

Couple de renversement :

On appelle couple de renversement le produit de la composante f' appuyant le piston contre la paroi du cylindre lors du temps moteur par la longueur séparant l'axe O du vilebrequin du pied de la bielle A à l'instant considéré.

$$C'_1 = f'.OA$$

De la similitude entre les triangles $OO'A$ et AKL , on a :

$$\frac{OO'}{KL} = \frac{OA}{LA}$$

$$OO'.LA = ML.OA$$

Donc : $f.LA = f'.OA$

$$C_1 = C'_1$$

Couple moteur effectif :

Le couple moteur effectif moyen transmis par le vilebrequin est la résultante du couple actif défini précédemment C_1 et du couple dû aux forces d'inertie C_2 engendrées par les organes en mouvement (arbres, bielles, pistons)

$$C = C_1 + C_2 \quad \text{où} \quad C = R.F_0$$

F_0 étant la force moyenne résultant de la force due à l'explosion et des forces d'inertie.

Expression de la puissance en fonction du couple moteur :

Lorsqu'on parle de la puissance d'un moteur, il s'agit de la puissance effectivement recueillie sur l'arbre du vilebrequin à sa sortie du moteur. Toutefois, il y a lieu de considérer

- la puissance théorique ou puissance fournie par le travail dû à la combustion des gaz.
- la puissance indiquée est la puissance recueillie sur le piston par suite des pertes de calories à travers les parois du cylindre et par l'échappement.
- la puissance effective est le travail effectué par seconde.

$$P = \text{travail par tour} \times \frac{N}{60}$$

N : Régime du moteur en tr/min

Dans un tour, le travail de la force résultant F_0 appliqué au bras de manivelle :

$$T = F_0 \cdot S = 2\pi \cdot R \cdot F_0$$

R : Rayon de manivelle.

D'autre part : $C = R \cdot F_0 \quad \gggg \quad T = 2\pi \cdot C$

En définitive, la puissance d'après le couple :

$$P = 2\pi \cdot C \cdot \frac{N}{60} \quad (\text{W}) \quad C \text{ en } \text{N.m}$$

Ou bien :

$$P = \frac{C \cdot N}{9550} \quad (\text{KW})$$

Cette formule remplace celle utilisée précédemment

$$P = \frac{C \cdot N}{716} \quad (C_v)$$

Puissance théorique :

$$P_t = \frac{4,10}{3600} \cdot L \cdot d \cdot P_C$$

L : Consommation du combustible en litre par heure.

d : Densité du combustible.

P_C : Pouvoir calorifique.

Puissance indiquée :

La puissance indiquée est la puissance recueillie sur le piston en tenant compte des pertes de calorie pendant le cycle. On peut la calculer à partir de la pression moyenne P_m , c'est-à-dire la pression moyenne fictive qui agissant sur le piston pendant tout le temps moteur, produirait le même travail que la pression variable réelle.

$$P_i = 12 \cdot 10^{-3} \cdot P_m \cdot N \cdot V \quad (\text{KW})$$

P_m en N/Cm^2 , **N** : régime du moteur en tr/min, **N** : cylindrée totale en litre.

Puissance effective :

La puissance effective est la puissance recueillie au bout de l'arbre de sortie du moteur. Par rapport à la puissance indiquée, elle prend en considération les pertes mécaniques.

$$P_{\text{eff}} = P_i - P_m$$

P_m : puissance correspondant aux pertes mécaniques.

Consommation spécifique :

La consommation spécifique est le poids en gramme de combustible P consommé par Cvh (cheval heure) ou KWh. Elle permet de déterminer le rendement du moteur lors des essais au banc. La variation de la consommation spécifique en fonction de régime (courbe de consommation) est inversement proportionnelle au rendement qui est égale au rapport entre la puissance recueillie sur l'arbre et la puissance fournie sous forme d'un poids d'essence.

$$C_s = \frac{861 \cdot 10^3}{R} \cdot \frac{1}{P_c}$$

R : Rendement du moteur

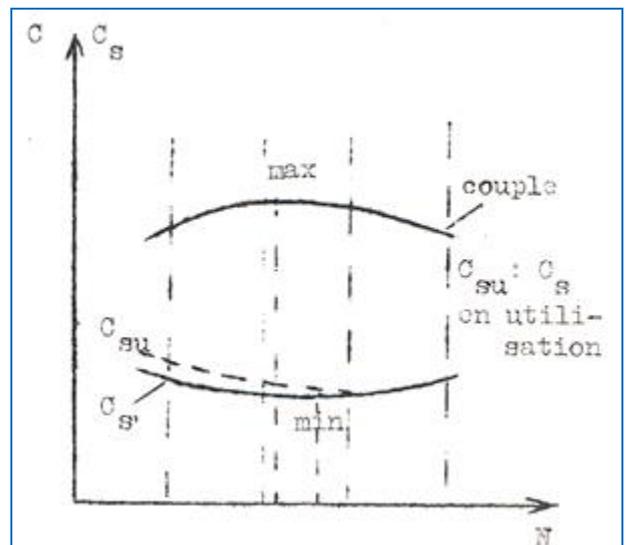
P_c : Pouvoir calorifique en Kcal/Kg

Ainsi la consommation spécifique permet de déduire directement le rendement d'un moteur.

En pratique, on mesure généralement le temps mis par le moteur pour consommer une quantité déterminée de carburant à un régime donné. S'il faut t seconds pour consommer c cm^3 d'une essence de densité d à un régime où la puissance développée est P KW, la consommation spécifique sera :

$$C_s = \frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot c \cdot d}{t \cdot P} \quad \text{g/KWh}$$

La consommation spécifique oscille entre 285 et 330 g/KWh selon les moteurs et les régimes d'utilisation. La courbe représentant la consommation spécifique est incurvée vers le haut à l'inverse de celle du couple et de la puissance puisque lorsque le couple diminue, le rendement diminue et par conséquent la consommation augmente.



Théoriquement, le minimum de la courbe "consommation spécifique" devrait correspondre au maximum de la courbe "couple"

Pratiquement, le rendement augmentant avec le régime pour des raisons thermiques et mécaniques, alors que le remplissage diminue, il en résulte que le minimum de la courbe "consommation spécifique" est légèrement décalé vers la droite par rapport au maximum de la courbe "couple".

Amélioration du rendement des moteurs :

Pour améliorer le rendement, il faut chercher à agir sur deux facteurs :

1) Amélioration du rendement mécanique :

Amélioration le rendement mécanique consiste à diminuer autant que possible le travail dissipé (perdu) entre la tête du piston et la sortie de l'arbre moteur, travail absorbé par les frottements entre les éléments annexes ou perdu par suite des chocs et vibrations engendrées par les jeux dans les assemblages.

Pour obtenir le meilleur rendement mécanique, il faut donc :

– Diminuer les résistances passives par un graissage approprié, l'emploi de paliers larges, de roulements à billes, de métaux à faible coefficient de frottement, la précision de l'usinage et la finition des pièces (polissage).

– Diminuer les forces nuisibles :

- en réduisant l'avance à allumage (augmentation de la vitesse de combustion).
- en diminuant la composante horizontale sur le piston en utilisant un désaxage des bielles ou bien leur allongement.

– Diminuer les forces d'inertie par :

- allègement des pièces en mouvement (utilisation d'alliage en aluminium et aciers spéciaux).
- augmentation du nombre de cylindres (piston et volant moins volumineux).

– parfaire au mieux l'équilibrage du moteur.

– Diminuer la résistance opposée par les organes entraînés (pompe à eau, ventilateur, pompe à essence, allumeur,....).

– Diminuer les résistances opposées à l'évacuation des gaz brûlés.

2) Amélioration du rendement thermique théorique :

L'amélioration consiste à augmenter le taux de compression. L'augmentation est toutefois limitée du fait qu'à partir d'une certaine valeur de ρ , le gain de rendement serait faible par rapport aux frais de réalisation et d'entretien du moteur.

D'autre part, pour les moteurs à essence, le taux de compression est limité par la détonation et l'inflammation prématurée du mélange avant que le piston n'arrive au PMH.

3) Amélioration du rendement thermique effectif :

Améliorer le rendement effectif, c'est agir sur les facteurs qui déterminent la différence entre

le fonctionnement théorique et celui réel du moteur.

- la compression et la détente ne sont pas adiabatiques mais se déroulent avec échange de chaleur avec les parois du cylindre.
- la combustion n'est pas instantanée, ce qui entraîne un abaissement important de la température maximum, dans la quantité de chaleur cédée aux parois.
- lors de l'échappement, apparaît une contre-pression qui absorbe de l'énergie.
- la combustion étant incomplète (taux de remplissage inférieur à 1) la dépression absorbe de l'énergie.

Il faut donc :

- utiliser au maximum la détente des gaz (transformer le plus de chaleur possible en travail).
- obtenir à la fin de la combustion une pression aussi élevée que possible.
- limiter les pertes par les parois.

Combustion et détente :

Les pertes de calories sont d'autant plus faibles par les parois du cylindre que celles-ci sont chaudes, que la détente sera brève et que la surface de contact avec les cylindres sera petites.

On favorise la combustion rapide par l'emploi de chambres compactes (soupapes en tête), par la sécurité de l'allumage (au besoin double d'allumage) une avance optimum et une carburation soignée.

D'un autre côté, on ne doit pas laisser la température dépasser la valeur permise par le graissage.

Échappement :

L'obtention des températures basses au moment de l'échappement implique que une longue course, il faut éviter également la contre-pression à l'échappement qui en freinant l'évacuation des gaz brûlés, diminue l'énergie cinétique du piston. Ceci nécessite des soupapes de grands diamètres et une position rationnelle pour un pot d'échappement largement dimensionné. Toutefois, le dimensionnement des soupapes est limité par les surfaces des chambres compactes.

Admission :

Pour réduire la dépression lors de la phase d'aspiration qui diminue également l'énergie cinétique du piston, il convient d'étudier soigneusement le collecteur d'admission et d'utiliser les soupapes de grands diamètres. Ces dispositions favorisent en même temps le remplissage et améliorant le rendement.

Conclusion :

Suivant leur importance, les différents facteurs influant sur le rendement thermique : Bon taux de compression, chambre compacte, température élevée du moteur, grande course, faible alésage, réglage optimum de la distribution grandes soupapes, réglage optimum de l'avance, grande vitesse de rotation allumage parfait, préparation étudiée du mélange (vaporisation, homogénéité, dosage).

Autres types de moteurs à combustion interne :

A) Turbine à gaz :

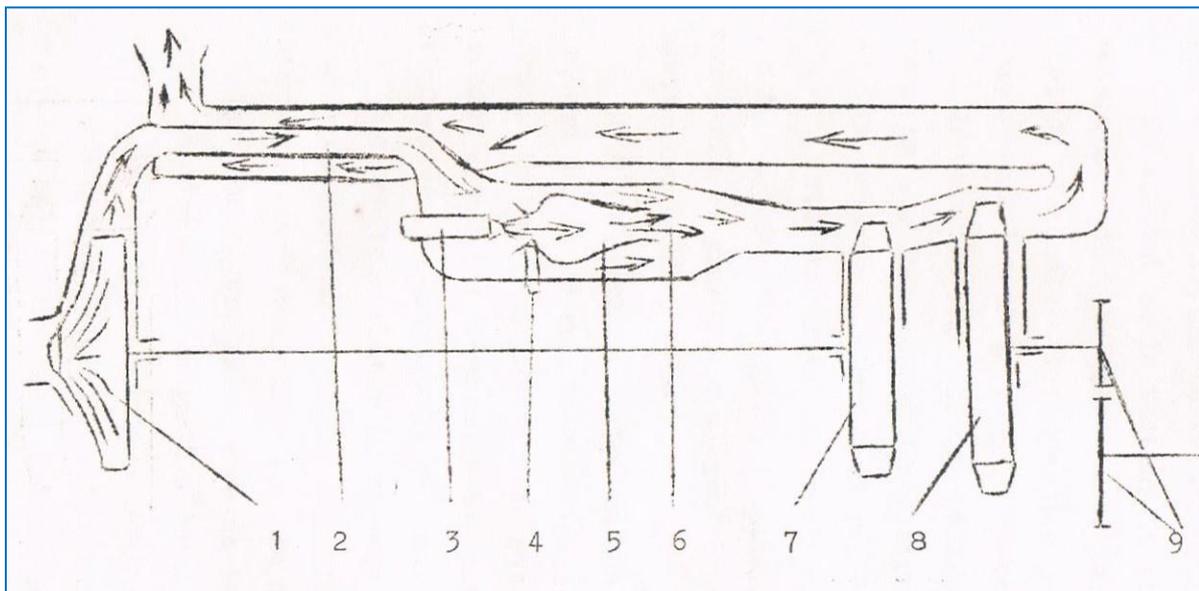
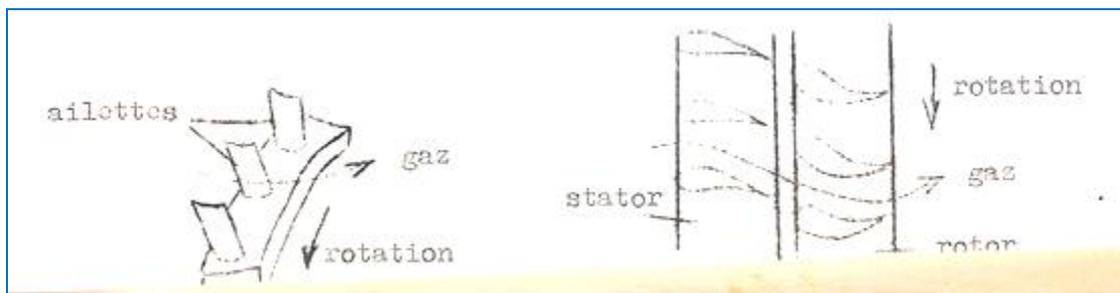
Dans les moteurs à combustion interne à piston, la transformation de l'énergie chimique du combustible en chaleur et pression a lieu par intermittence, c'est-à-dire à la fin du temps de compression.

Dans les turbines à gaz, la combustion se fait de façon continue. Dans le cas général, un compresseur refoule à une pression constante l'air dans une chambre de combustion où un injecteur introduit continuellement sous pression le combustible. Une fois amorcée par bougie d'allumage (de démarrage), la combustion continue d'elle-même. Les gaz résultant de la combustion s'échauffent, se dilatent et s'échappent de la chambre de combustion. La chaleur en dilatant le gaz provoque l'accélération de ces particules qui viennent buter sur les aubes d'une turbine et lui imprimer par conséquent un effort qui se traduit par un couple de rotation.

Destination des éléments et principe fonctionnement des turbines à gaz :

Le compresseur centrifuge 1 tournant à une vitesse de 30.000 à 40.000 tr/min refoule l'air à une pression constante dans la chambre de combustion 5. Une partie de l'air est introduite dans la chambre de combustion où elle est mélangée avec le combustible injecté continuellement par l'injecteur 4. Grâce à la bougie de démarrage 7, le mélange, une fois enflammé, continue de brûler. L'inflammation du combustible provoque une forte accélération des particules gazeuses du mélange.

A la sortie de la chambre de combustion 5, les gaz brûlés sont brassés avec la partie de l'air n'a pas participé à la combustion. Ce brassage se fait dans une tuyère 8 qui dirige ensuite le flux du gaz sur les aubages de la turbine de compression 2.



- | | |
|-------------------------------------|---------------------------------|
| 1. Compresseur centrifuge (d'air) | 6. Tuyère |
| 2. Échangeur thermique | 7. Turbine de compression (H.P) |
| 3. Injecteur de combustible | 8. Turbine de traction (B.P) |
| 4. Bougie d'allumage (de démarrage) | 9. Réducteur |
| 5. Chambre de combustion | |

Une partie de l'énergie cinétique du flux sert à entrainer de compresseur 1. Le reste est utilisé par la turbine de traction 8 (B.P) qui est accouplée aux roues du véhicule (ou un autre mécanisme) par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesse 9. La turbine de traction a un régime variable de 0 à 30.000 tr/min. Le réducteur réduit cette à 4500 tr/min.

En sortant de la turbine de traction, les gaz traversent l'échangeur thermique 2 dont le rôle est de permettre le transfert d'une partie de la résiduelle (latente) des gaz d'échappement à l'air refoulé par le compresseur 1 vers la chambre de combustion 5.

L'ensemble compresseur, brûleur, tuyère et turbine de compression (H.P) forme un ensemble appelé Générateur de gaz.

la pression d'air fourni par le compresseur varie de 3,5 à 4,5 bar. C'est à cette pression que fonctionne le générateur de gaz. Dans les turbines à gaz (moteurs à gaz), l'inflammation du combustible a lieu à pression constante et provoque seulement l'augmentation de l'énergie cinétique des particules du flux gazeux.

La séparation de la turbine de traction (B.P) du groupe turbo-compresseur permet la suppression de l'embrayage et de la boîte à vitesse. Lorsque le groupe Générateur de gaz est en marche, le flux du gaz se précipite sur les aubages de la turbine de traction qui se met à tourner progressivement entrainant le véhicule ou un autre mécanisme.

Sur une voie plate, la vitesse du véhicule varie progressivement avec l'accroissement du régime de la turbine de traction. Cette variation est obtenue en augmentant le volume de gaz injecté.

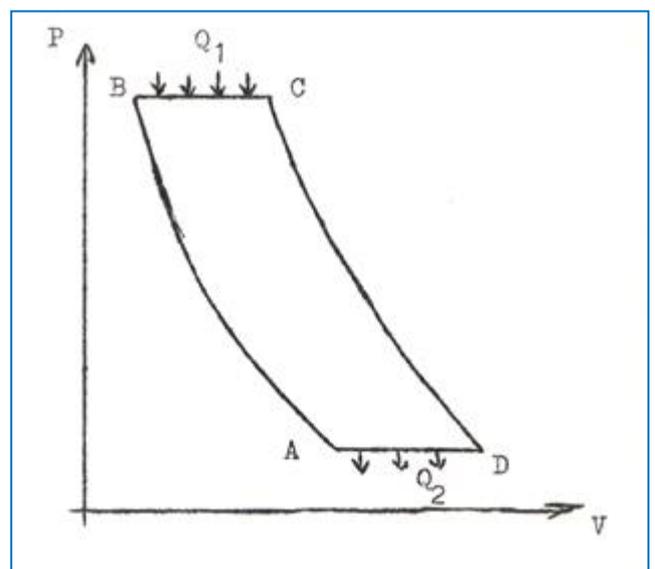
Sur une pente, la vitesse et le régime de la turbine diminuent, mais comme le générateur de gaz conserve son débit maximum, les aubages de la turbine de traction reçoivent une poussée d'autant plus grande que leur vitesse est plus faible. Ils fournissent ainsi un couple-moteur plus important et l'allure se stabilise sur une valeur qui dépendra de l'inclinaison de la pente.

Cycle et rendement thermique d'une turbine à gaz :

Comme pour les moteurs à combustion interne, les cycles simplifiés des turbines à gaz comprennent :

- Cycle à apport de chaleur à volume constant.
- Cycle à apport de chaleur à pression constante.

Les turbines actuelles utilisent le cycle à apport de chaleur à pression constante. L'inflammation du combustible, l'échappement (ou transfert de chaleur à la source froide) se fait également à pression constante. Ainsi, le cycle théorique est le suivant :



A.B : Compression adiabatique de l'air dans le compresseur.

B.C : Apport de chaleur à pression constante (dans la chambre de combustion).

C.D : Détente adiabatique dans la tuyère.

D.A : Échappement des gaz brûlés à pression constante.

Le rendement théorique étant :

$$R_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

En procédant de la même manière que pour le moteur à piston, on a :

$$R_t = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$$

Par rapport au moteur à combustion interne à piston, le moteur à gaz présente plusieurs avantages :

- Fiabilité permettant de parcourir plus de 500.000 Km avant une révision générale.
- Démarrage immédiat sans échauffement.
- Couple moteur maximum si l'arbre de la turbine de traction est calée.
- Suppression du refroidissement à eau, graissage simplifié.
- Masse plus faible (par exemple, pour une puissance de 350 Cv, la masse d'une turbine à gaz est de 400 à 500 Kg moins lourde que celle d'un moteur Diesel).
- Conduite et confort améliorée. (Suppression des vibrations, diminution du bruit de fonctionnement).

Inconvénients des turbines à gaz :

- Du fait de la combustion continue (2200 à 2500 °C), il est nécessaire d'utiliser des matériaux spéciaux pour la réalisation de certaines parties de la turbine, notamment la chambre de la combustion.
- Consommation plus importante.
- Mauvaise adaptation aux circuits sinueux (Nécessite d'un régime fixe pour un rendement acceptable).

