

3 MOTEURS À PISTON À COMBUSTION INTERNE

Les machines à piston occupent une place prépondérante parmi les moteurs à combustion interne. Cette situation provient de deux causes :

1) de par leur régime périodique, ces machines conviennent particulièrement bien pour des évolutions où la température atteint des valeurs élevées. Les parois de la machine, étant en contact avec le fluide à divers stades de la transformation, sont soumises à une température moyenne très inférieure à la température maximale, alors que dans une machine à flux continu comme la turbine à gaz, certaines pièces sont en permanence soumises à cette température. D'autre part, les vitesses étant beaucoup plus faibles dans les machines à piston, les coefficients d'échange fluide / paroi sont plus réduits. Finalement, le flux de chaleur moyen reçu par les parois est suffisamment bas pour que, moyennant un refroidissement convenable, on puisse les maintenir en bon état de marche tout en produisant à l'intérieur du cylindre des combustions à plus de 2500 K, qui, comme nous l'avons vu section 2.1.3, seraient tout à fait irréalisables dans une machine à flux continu.

2) les moteurs à combustion interne sont très employés pour la propulsion de véhicules de petite et moyenne puissance. Or la machine à piston s'adapte beaucoup mieux à cette utilisation que la turbomachine, qui n'est réalisable qu'avec des vitesses caractéristiques très élevées, et par conséquent doit tourner à des vitesses considérables lorsque la puissance est modérée, avec interposition de réducteurs fragiles et coûteux.

La puissance des moteurs alternatifs s'échelonne pour les applications usuelles de moins de 1 kW à 1 MW environ, l'utilisation de ces machines ayant connu le succès le plus spectaculaire étant la propulsion des véhicules routiers. Il existe principalement deux grandes catégories de moteurs alternatifs à combustion interne :

- les moteurs à allumage commandé, quelquefois improprement dits à explosion, dont le principe a été défini par le français Beau de Rochas en 1860, et la première réalisation effectuée par l'allemand Otto en 1876. Bien que certains de ces moteurs brûlent des combustibles gazeux, nous les qualifierons dans ce qui suit de moteurs à essence ;
- les moteurs à allumage par compression, dits Diesel, du nom de leur inventeur allemand, qui les a brevetés en 1892.

Il est coutumier de distinguer ces deux modes de fonctionnement en caractérisant chacun d'entre eux par un cycle différent, le cycle de Beau de Rochas (ou d'Otto selon les auteurs) se caractérisant par une combustion à volume constant, et le cycle Diesel par une combustion à pression constante. En fait, et notamment dans les moteurs rapides, nous verrons plus loin que les délais de combustion sont tels que des cycles plus complexes doivent être considérés si l'on désire être précis. Dans ces conditions, ce qui distingue les deux types de moteur, ce n'est pas tant le cycle théorique que les caractéristiques de la combustion, dont les cinétiques, étudiées section 4.6.1 du tome 1, suivent des lois très différenciées selon que le combustible est volatil ou non. On comprend alors que la complexité des phénomènes physico-chimiques qui prennent place lors de la combustion dans un moteur à piston est telle que les différents cycles idéaux élémentaires ne permettent d'approcher la réalité que de manière relativement sommaire.

Dans ce chapitre, nous commencerons par présenter les principes de fonctionnement des moteurs alternatifs à combustion interne (MACI). Après avoir abordé succinctement l'analyse de leurs cycles puis traité de leurs performances globales, nous étudierons de manière plus détaillée les conséquences de la cinétique chimique de la combustion sur le fonctionnement et la conception de ces moteurs. Une brève discussion des dispositifs de suralimentation suivra, puis nous examinerons les problèmes posés par le contrôle des émissions de polluants.

3.1 MODE GÉNÉRAL DE FONCTIONNEMENT

Tous les moteurs alternatifs à combustion interne fonctionnent suivant le même processus général décrit schématiquement figure 3.1.1. Un volume variable est délimité par un cylindre, l'une de ses bases qui est fixe, appelée culasse, et l'autre qui est un piston mobile dans l'alésage du cylindre, entraîné par un système bielle-manivelle. Dans un moteur à quatre temps, les organes qui commandent le refoulement ou l'admission sont des soupapes actionnées par des poussoirs couplés à l'arbre moteur par un arbre à cames.

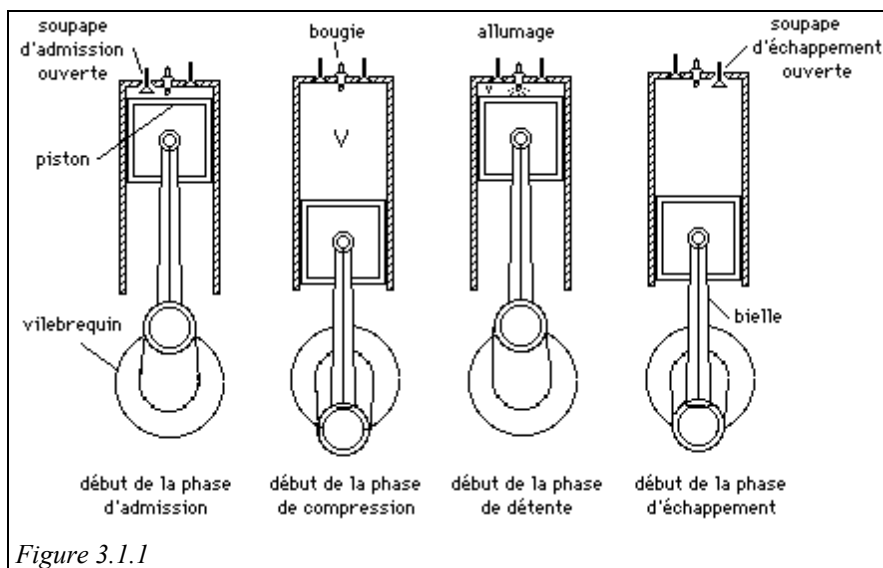


Figure 3.1.1

De diverses manières, selon qu'il s'agit d'un moteur à deux ou à quatre temps (voir section 3.1.1), on fait en sorte, dans la phase d'admission, que soit introduit dans le cylindre du gaz frais à la pression atmosphérique (mélange combustible formé au préalable dans les moteurs à essence classiques, air pur dans les moteurs Diesel).

Le piston étant à une certaine distance du fond du cylindre, l'orifice d'admission est alors fermé, le volume V compris entre le piston et le fond étant occupé par une certaine charge de gaz frais.

Le piston, se rapprochant du fond du cylindre, comprime cette charge dans le volume v de la chambre de combustion, c'est-à-dire l'espace restant lorsque le piston atteint la fin de sa course, appelé point mort haut ou PMH. Cette compression est sensiblement adiabatique et s'effectue sans frottements internes appréciables. Le facteur essentiel de fonctionnement est le rapport de compression volumétrique $\rho = V/v$, caractéristique géométrique du cylindre.

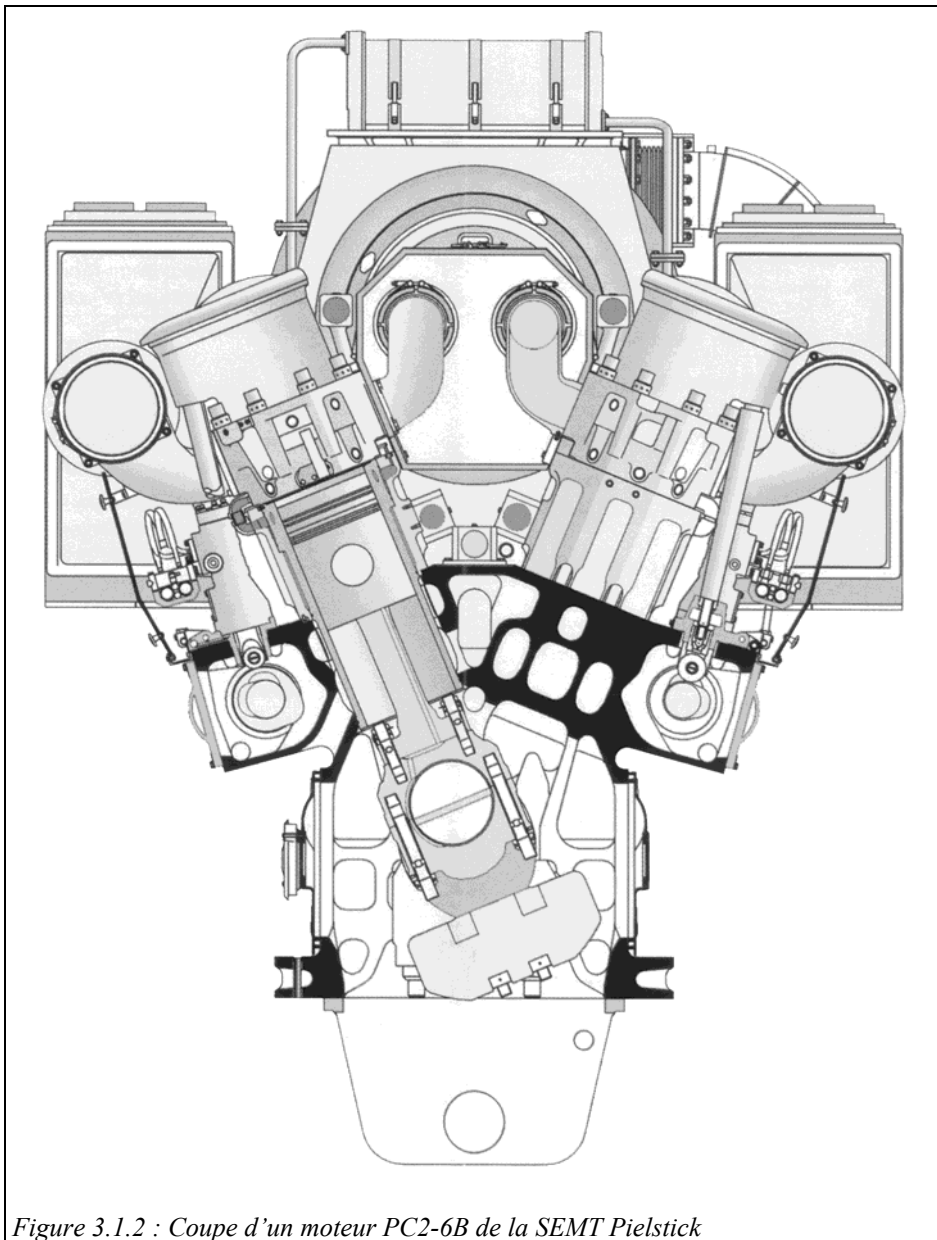


Figure 3.1.2 : Coupe d'un moteur PC2-6B de la SEMT Pielstick

La réaction de combustion est alors déclenchée, soit par allumage local du mélange dans les moteurs à essence, soit par injection du combustible dans l'air comprimé pour les moteurs diesel. La combustion se produit pendant un temps relativement court, alors que le piston poursuit sa course. En pratique, elle s'effectue selon un mode intermédiaire entre la combustion à volume constant et la combustion à pression constante. Le piston continuant à s'éloigner du fond du cylindre, les gaz brûlés se détendent jusqu'à la fin de la course (point mort bas ou PMB), puis sont évacués et remplacés par une nouvelle charge de gaz frais.

La figure 3.1.2 montre la configuration générale d'un moteur diesel Pielstick PC2-6B de forte puissance (jusqu'à 18 cylindres de 630 kW, alésage de 400 mm, course de 500 mm). Un moteur de 18 cylindres tournant à 530 tr/mn développe 11,34 MW et a une masse de 130 t. Il mesure 10,24 m de longueur, 3,6 m de largeur, et 3,8 m de hauteur. Les figures 3.1.3 à 3.1.5 montrent le détail d'un vilebrequin, du haut d'une culasse avec le système de commande d'ouverture des soupapes (culbuteurs), et d'une bielle.

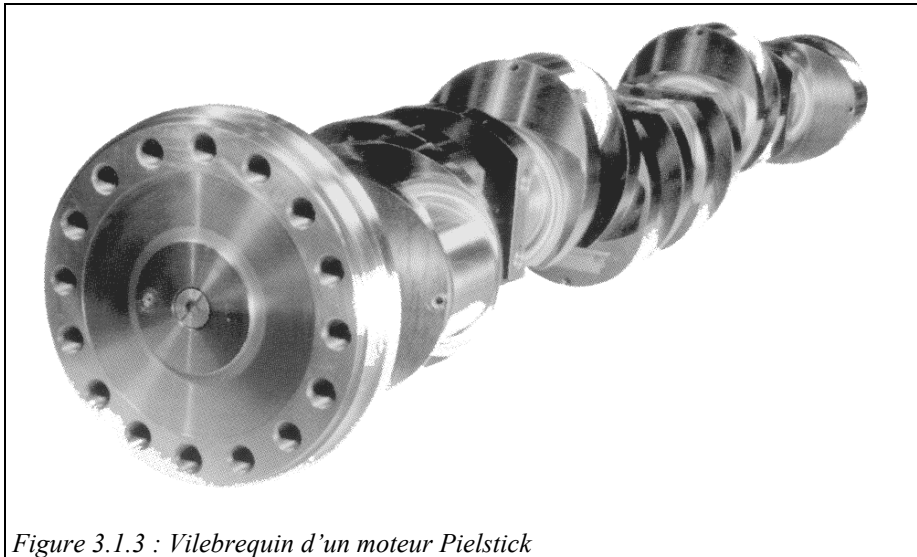


Figure 3.1.3 : Vilebrequin d'un moteur Pielstick

Une différence importante entre un moteur à essence et un moteur diesel réside non dans le mode d'introduction du combustible, qui, dans certains moteurs à essence, est aussi injecté, mais dans le moment où le combustible est introduit, qui détermine la nature des gaz lorsque la réaction se déclenche.

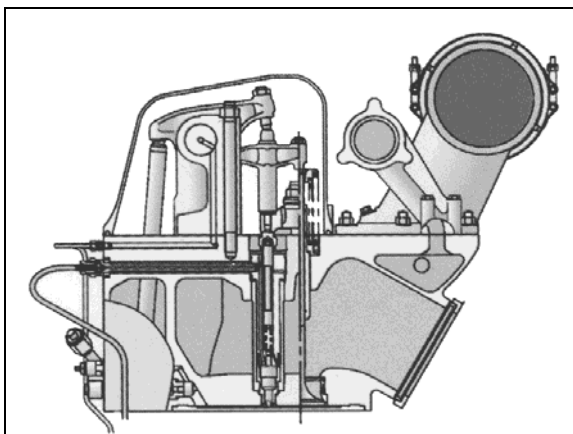


Figure 3.1.4 : Bloc culasse d'un moteur Pielstick

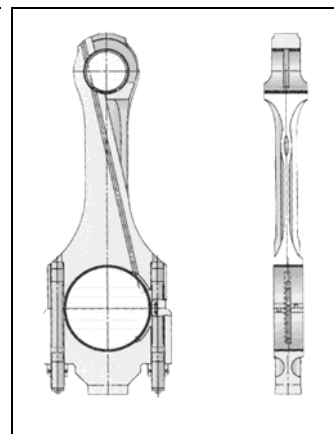


Figure 3.1.5 : Bielle d'un moteur Pielstick

Dans le moteur à essence, le combustible est introduit suffisamment à l'avance pour que le cylindre soit rempli, lorsque l'allumage se produit, d'un mélange sensiblement

homogène. Dans le moteur diesel, le combustible est injecté au dernier moment, et brûle au fur et à mesure de son introduction.

Pour cette raison, en règle générale, les moteurs à essence brûlent des combustibles gazeux, ou des liquides volatils, et les moteurs diesel des combustibles liquides non volatils, mais on peut à la rigueur brûler dans les moteurs à essence des combustibles liquides peu volatils pulvérisés très finement, et dans les moteurs diesel des combustibles gazeux sous pression ou des combustibles liquides volatils.

3.1.1 CYCLES À QUATRE ET À DEUX TEMPS

D'après le procédé employé pour évacuer les gaz brûlés et les remplacer par une charge fraîche, on distingue les fonctionnements à quatre temps et à deux temps.

Dans les cycles à **quatre temps**, les plus répandus, le fond du cylindre est percé de deux orifices, contrôlés par des soupapes commandées, qui le mettent en communication avec les enceintes d'admission et d'échappement (figure 3.1.6). On notera la différence avec les compresseurs à piston, où les soupapes ne sont pas commandées, mais s'ouvrent en fonction des différences de pression entre le cylindre et ces enceintes.

L'évolution de la pression et du volume massique des gaz dans le cylindre est souvent représentée dans le diagramme de Watt (figure 3.1.7). À la fin de la détente en 3, la soupape d'échappement s'ouvre, la pression tombe à la pression atmosphérique, et le piston effectue une course complète vers le fond, chassant ainsi les gaz brûlés. Quand il atteint le PMH, en 5, la soupape d'échappement se ferme, et celle d'admission s'ouvre. En s'éloignant, le piston aspire une charge de gaz frais. En 4, au PMB, la soupape d'admission se ferme, et la compression 4-1 commence, suivie de la combustion 1-2 et de la détente. Il s'agit donc d'un cycle à quatre courses simples, d'où le nom de moteur à quatre temps.

Dans les moteurs à **deux temps** (figure 3.1.8), l'échappement se produit à la fin de la course de détente par des orifices pratiqués dans la paroi latérale (les lumières), à un niveau tel qu'ils sont démasqués par le piston au PMB. Au même moment ou peu après s'ouvrent des orifices dits de balayage mettant en communication le cylindre avec un collecteur de balayage, rempli de gaz frais à une pression un peu supérieure à celle qui règne dans le collecteur d'échappement.

L'ouverture des orifices d'échappement en 3 fait tomber la pression au niveau de celle du collecteur d'échappement (figure 3.1.9), puis l'ouverture de l'orifice de

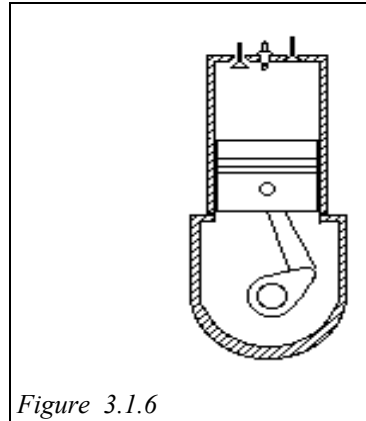


Figure 3.1.6

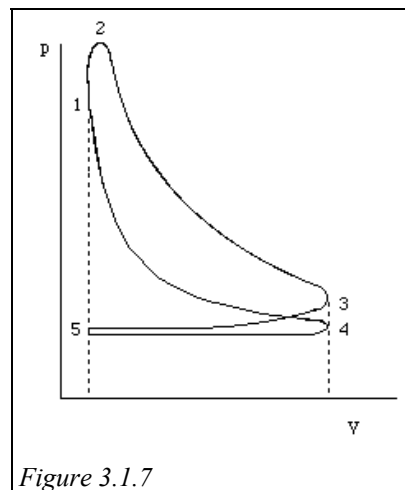


Figure 3.1.7

balayage produit une irruption brutale de gaz frais, qui chassent les gaz brûlés vers le collecteur d'échappement. La vidange des gaz brûlés et leur remplacement par des gaz frais s'effectuent pendant un temps assez court à la fin de la course de détente et au début de la course suivante. Les orifices d'échappement et de balayage se ferment alors, puis vient la compression 4-1, la combustion 1-2 et la détente. L'ensemble du fonctionnement se déroule pendant deux courses simples, d'où le nom de cycle à deux temps.

Ce mode de fonctionnement est surtout utilisé pour les moteurs diesel, car, pour être efficace, le balayage doit se faire par excès, une certaine quantité de gaz frais passant directement de l'admission à l'échappement. Comme, dans les moteurs à essence, le gaz frais est en général un mélange combustible, il importe de ne pas en perdre de cette manière. Il existe cependant des moteurs à essence à deux temps, dans lesquels soit le combustible est injecté directement dans le cylindre, soit le balayage est effectué systématiquement par défaut (motocyclettes, cf. figure 3.1.11).

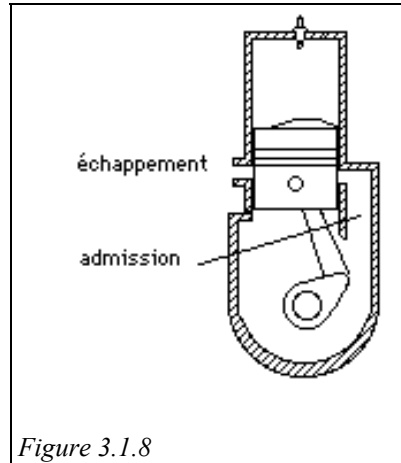


Figure 3.1.8

En général les moteurs rapides sont à quatre temps, ce qui semble a priori paradoxal, puisqu'un fonctionnement à deux temps permet de doubler la puissance à vitesse donnée et paraît ainsi mieux convenir aux moteurs à grande puissance massive.

Mais il se trouve que la réalisation d'un balayage efficace soulève d'énormes difficultés dans les moteurs rapides, en raison du délai extrêmement court imparti pour la vidange. Par ailleurs, dans le cycle à deux temps, la température moyenne est beaucoup plus élevée dans le cylindre, et, dans les moteurs rapides, où le frottement des segments sur le cylindre dégage une chaleur intense, il devient impossible de maintenir celle du piston à un niveau admissible.

3.1.2 MODES DE REFROIDISSEMENT

Les parois latérales et les fonds de cylindre des moteurs à essence sont toujours refroidis énergiquement, le plus souvent par circulation d'eau dans des évidements de la paroi (figure 3.1.10), et parfois dans des moteurs de petite puissance par des ailettes extérieures très développées soumises à un courant d'air violent (la figure 3.1.11 montre les températures atteintes en différents points d'un moteur deux temps de petite cylindrée).

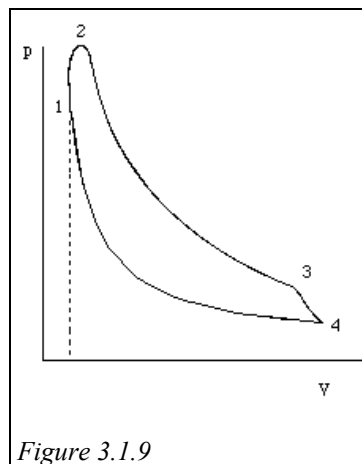


Figure 3.1.9

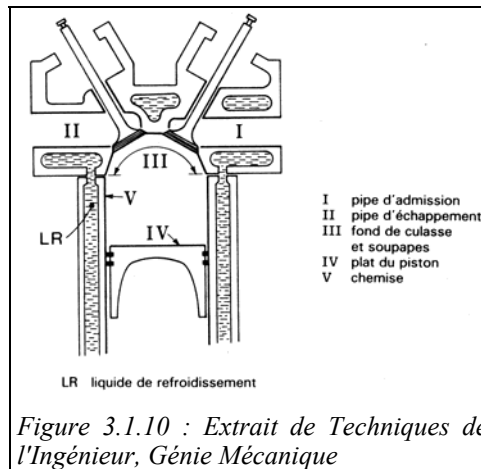
En ce qui concerne les pistons, il faut distinguer deux modes de refroidissement différents :

- dans les moteurs de petite et moyenne puissance, d'alésage réduit, le piston du type fourreau (bielle articulée directement sur le piston), presque toujours en

alliage léger bon conducteur, n'est pas refroidi directement, mais seulement par le contact des segments avec les parois du cylindre ;

- dans les moteurs industriels de grand alésage, le piston creux est parcouru par une circulation d'eau, amenée par trombones ou canalisations articulées.

Le mode de construction avec pistons non refroidis n'est admissible que jusqu'à une limite supérieure d'alésage, telle que la température au centre du piston ne dépasse pas une certaine valeur, qui dépend d'ailleurs du mode de fonctionnement, étant plus basse pour les moteurs diesel que pour les moteurs à essence, et pour les moteurs deux temps que pour ceux à quatre temps.

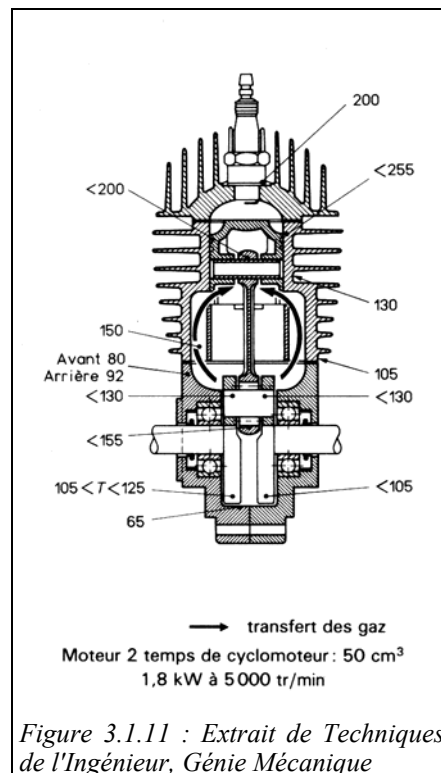


3.1.3 ÉVOLUTIONS DES MOTEURS AUTOMOBILES

En dehors des travaux sur l'injection directe dont il sera question plus loin, de nombreux constructeurs cherchent à disposer d'une plus grande souplesse dans la commande des ouvertures des soupapes, soit grâce à des dispositifs mécaniques, soit grâce à des dispositifs électromagnétiques (systèmes dits Camless).

Même s'il est peu probable que cette solution voie le jour avant l'adoption d'une tension de 48 V pour le système électrique continu, elle se révèle particulièrement séduisante, car elle permettrait de gérer les ouvertures des soupapes selon des protocoles actuellement irréalisables, comme par exemple d'effectuer le *by-pass* de certains cylindres à bas régime. On pourrait ainsi avoir des moteurs de cylindrée variable inconcevables aujourd'hui.

D'autres recherches sont parallèlement effectuées sur le remplacement du démarreur et de l'alternateur par des systèmes permettant une meilleure gestion de l'électricité (Alternateur Démarreur Intégré au Volant d'Inertie (ADIVI), Stop and Go), l'amélioration des turbocompresseurs...



Nous renvoyons le lecteur à la section 4.6 du premier tome pour une présentation des mécanismes de base gouvernant les phénomènes de combustion.

3.4 MOTEURS À ESSENCE

Dans un moteur à essence classique, au moment où la réaction se déclenche, la chambre de combustion est remplie d'un mélange combustible à peu près homogène. La base de l'étude de la combustion dans ces moteurs est donc la cinétique chimique des mélanges combustibles gazeux, le principal problème rencontré dans les moteurs à essence étant la maîtrise des conditions de combustion, afin d'éviter la **détonation**.

3.4.1 LIMITES DE DÉTONATION ET INDICE D'OCTANE

La solution la plus simple consiste à limiter supérieurement le rapport volumétrique de compression $\rho = V/v$. L'expérience montre en effet qu'un moteur donné, tournant à vitesse donnée et brûlant un combustible donné, commence à détoner lorsque ρ dépasse une certaine valeur, qui dépend essentiellement du combustible.

Il est donc nécessaire de classer les combustibles en fonction de leur aptitude à la détonation. Pour cela, on procède de la manière suivante, afin de s'affranchir du type de moteur utilisé pour les essais : on essaie dans un moteur expérimental à vitesse donnée et à culasse réglable, une série continue de combustibles obtenue en mélangeant en proportions variables un carburant très détonant, l'heptane normal C_7H_{16} et un carburant peu détonant, l'iso-octane C_8H_{18} .

On relève ainsi la loi de variation $V/v = f(x)$, du rapport volumétrique limite en fonction de la teneur x du mélange en iso-octane. Pour classer un combustible quelconque C , on l'essaie dans le même moteur au même régime et on détermine le rapport volumétrique limite ρ_c pour lequel se produit la détonation (mesurée par un système électromécanique enregistrant les variations de pression dans le cylindre). Exprimée en pourcentage, la valeur x_c telle que $\rho_c = f(x_c)$ est appelée **indice d'octane i** du combustible. La caractéristique ainsi établie présente en effet l'avantage d'être indépendante du moteur utilisé. Les valeurs de ρ s'échelonnent de 4 (pour $i = 0$) à 12 (pour $i = 100$) pour le moteur normalisé d'essais (moteur CFR du Cooperative Fuel Research Committee). On notera que la valeur de i peut dépasser 100 pour certains carburants comme l'éthanol ou le benzène, moins détonants que l'iso-octane.

On est en pratique conduit à définir deux indices d'octane : **l'indice recherche ou RON** (Research Octane Number), caractéristique du comportement antidétonant pour des conditions de fonctionnement peu sévères (faible charge, circulation urbaine) et **l'indice moteur ou MON** (Motor Octane Number), caractéristique du comportement antidétonant pour des conditions de fonctionnement sévères (fortes charges, circulation à grande vitesse sur autoroute...).

Pour les carburants classiques, le MON est inférieur de 10 à 12 points au RON, les valeurs de ce dernier étant comprises entre 97 et 99 pour les supercarburants, et entre 89 et 92 pour l'essence ordinaire.

Dans l'ordre des indices d'octane croissants, les combustibles usuels se classent de la manière suivante : acétylène, hydrocarbures saturés normaux (alcane), hydrocarbures à chaîne ramifiée, alcools, éthers, monoxyde de carbone. Dans une série d'hydrocarbures, l'indice d'octane décroît lorsque le nombre d'atomes de carbone augmente.

On relève très sensiblement l'indice d'octane des essences en y incorporant :

- soit des proportions appréciables (5 à 20 %) de carburants peu détonants, comme les alcools (méthanol CH_3OH ou éthanol $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$) ou les éthers méthyliques (méthyltertiobutyléther MTBE $\text{C}_4\text{H}_9\text{-O-CH}_3$ et tertioamylméthyléther TAME $\text{C}_5\text{H}_{11}\text{-O-CH}_3$) ;
- soit des doses très faibles (quelques parties par milliers) d'un composé organo-métallique, le plomb tétraéthyle, $\text{Pb}(\text{C}_2\text{H}_5)_4$, qui agit sans doute comme catalyseur freinant la production de composés instables. Toutefois, le dosage de ces additions doit être limité pour éviter la corrosion des soupapes d'échappement par le plomb. De plus, ces additifs sont incompatibles avec les pots catalytiques qui se généralisent de plus en plus pour limiter les émissions d'oxydes d'azote NO_x . Nous reviendrons sur ces questions au cours de la discussion sur la prévention de la pollution atmosphérique issue de la combustion (section 3.8).

Pour un indice d'octane donné, la valeur limite de V/v dépend du moteur et de son régime. Elle croît lorsque la vitesse de rotation augmente, et est fortement influencée par la conception de la chambre de combustion. On peut la relever sensiblement en augmentant la turbulence du mélange au moment où il brûle.

Dans les moteurs industriels lents, à turbulence réduite, le V/v limite peut atteindre 10 lorsque le combustible est un gaz de haut fourneau ou de gazogène à coke sec ne renfermant que de l'oxyde de carbone. Dans les moteurs de traction modernes, à régime élevé et turbulence renforcée, il atteint 6,5 pour un carburant à indice d'octane de 80, 8 avec les supercarburants à l'alcool, et peut dépasser 10 lorsque le combustible est de l'alcool pur.

En tout état de cause, quels que soient les progrès réalisés, le rapport volumétrique d'un moteur à essence est limité, du fait de la condition de non-détonation, bien en dessous des valeurs réalisables dans un moteur diesel. Comme le rendement interne η_i est fonction de ce rapport, le rendement des moteurs à essence est sensiblement inférieur à celui des moteurs diesel. Cette condition vient aussi limiter les possibilités d'utilisation dans les moteurs à essence des diverses dispositions permettant d'améliorer les performances des moteurs à combustion interne (suralimentation, calorifugeage des fonds de cylindre et du piston...).

3.4.2 RENFORCEMENT DE LA TURBULENCE

Nous avons vu section 4.6.1.2 du tome 1 qu'en l'absence de turbulence notable, les vitesses de déflagration V_d sont faibles, de quelques cm/s à quelques m/s. Compte tenu de ces valeurs, l'un des problèmes les plus ardues dans la mise au point des moteurs à essence rapides consiste, une fois exclue la détonation, à accélérer la déflagration pour que la combustion s'effectue en temps voulu. Il paraît très difficile à résoudre si l'on compare la durée du parcours de la distance comprise entre la bougie et le point de la chambre de combustion le plus éloigné (à la vitesse V_d), avec le temps correspondant à la durée de la combustion.

Pour fixer les idées, considérons un moteur de 100 mm d'alésage, tournant à 3000 tr/mn. La flamme doit parcourir une centaine de millimètres pour balayer la chambre de combustion. Avec $V_d = 5$ m/s, valeur très élevée si le fluide est au repos, cela correspond à une durée de un cinquantième de seconde. Or, à 3000 tr/mn, c'est précisément la durée d'un tour complet, et celle correspondant à une rotation de 30° de la manivelle (auquel il serait désirable de limiter la durée de la combustion), est douze fois plus faible.

Pour limiter le retard à la combustion, une première disposition, toujours employée, consiste à pratiquer une certaine **avance à l'allumage**, caractérisée par l'angle A que fait l'axe de la manivelle avec celui du cylindre, avant le PMH, lorsque l'étincelle éclate.

Mais l'avance A ne peut dépasser une certaine valeur, au-delà de laquelle la combustion devient détonante (du fait de la dilatation des gaz déjà brûlés, la combustion anticipée a pour effet d'augmenter sensiblement la température des gaz non brûlés en fin de phase de compression, au point de dépasser la limite d'auto-inflammabilité). En outre, l'avance à l'allumage a le grave défaut de créer un délai variable en raison inverse de la vitesse du moteur, de telle sorte qu'une valeur donnée de A est excessive à basse vitesse (le moteur cogne), et insuffisante à grande vitesse. Nous approfondirons l'étude de l'avance à l'allumage dans une section ultérieure (3.8.2) traitant du contrôle de la combustion.

En réalité, c'est en imprimant au mélange une **turbulence** élevée pendant la combustion que l'on arrive à accélérer la vitesse de déflagration dans les moteurs à grande vitesse. On y parvient par une disposition appropriée des débouchés des soupapes d'admission dans la chambre, de telle sorte que les gaz pénètrent dans le moteur avec une vitesse élevée et qu'elle se conserve pendant la compression. On adopte généralement pour cela un tracé de la chambre de combustion permettant de générer la turbulence recherchée grâce au refoulement des gaz par le piston.

On remarquera toutefois :

- que la turbulence présente le défaut non négligeable d'augmenter les coefficients d'échange et les actions nuisibles de paroi, d'une part échauffement pendant l'admission, qui réduit la charge et la pression moyenne, et d'autre part déperdition de chaleur pendant la combustion et la détente ;
- qu'elle ne permet pas, bien au contraire, de relever la limite inférieure de richesse, au-delà de laquelle la combustion devient pratiquement impossible ;
- en revanche, la variation de la turbulence avec la vitesse de rotation joue dans le sens voulu et a donc un effet autorégulateur, car elle augmente lorsque la vitesse croît, ce qui diminue automatiquement la durée de la combustion.

Un second défaut grave propre aux moteurs à essence est nous l'avons vu qu'il est impossible d'y régler la puissance, comme il serait le plus rationnel, en diminuant la quantité de combustible. Pour la réduire, on a recours à des moyens plus ou moins défectueux, par exemple dans les moteurs de traction, en créant un laminage à l'admission (en fermant le papillon) qui abaisse beaucoup le rendement.

Dans l'ensemble, le rendement des moteurs à essence baisse donc rapidement quand la charge diminue, et la consommation à vide est élevée. Ce point a été développé section 3.3.2.

3.4.3 FORMATION DU MÉLANGE COMBUSTIBLE, CARBURATEURS, SYSTÈMES D'INJECTION ÉLECTRONIQUE

Dans un moteur à allumage commandé, la formation du mélange combustible peut prendre des formes diverses selon la nature du combustible et selon la technique utilisée.

Lorsque le combustible est gazeux, la formation du mélange ne présente aucune difficulté. Il suffit de prévoir le mélangeur à une distance suffisante des soupapes

d'admission, et le réglage de la richesse peut être aisément effectué par une valve contrôlant l'arrivée du gaz.

Il est beaucoup plus difficile d'obtenir un mélange homogène dans les moteurs à essence brûlant un combustible liquide volatil. Le procédé classique pour former le mélange consiste à utiliser un carburateur, organe formé essentiellement d'une cuve à niveau constant alimentant un gicleur, qui injecte le combustible pulvérisé dans le courant d'air admis, au droit d'un étranglement de la veine (figure 3.4.1).

Dans les moteurs à essence modernes, on a cependant de plus en plus souvent recours à l'injection électronique, ceci essentiellement afin de mieux régler la combustion, en contrôlant de manière très précise la quantité de carburant injectée. Ce mode de carburation est notamment impératif lors de l'utilisation de pots d'échappement catalytiques, qui demandent que la richesse soit maintenue dans une plage très étroite autour de la stœchiométrie. Ce point sera développé section 3.8.

3.4.3.1 Carburateurs

Le schéma de principe d'un carburateur classique est donné figure 3.4.1. Appelant ρ_a la masse volumique de l'air, ρ_c celle du combustible (essence), s la section du gicleur, S celle du col du diffuseur, P la pression au col du diffuseur, P_a la pression atmosphérique (à laquelle se trouve la cuve à niveau constant), h le dénivelé entre le col de buse et

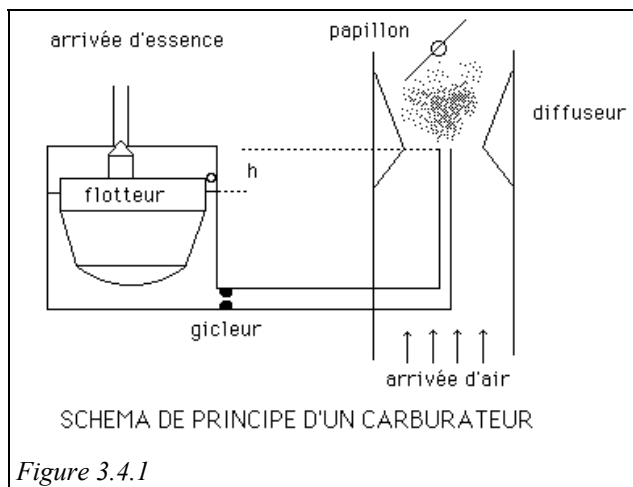


Figure 3.4.1

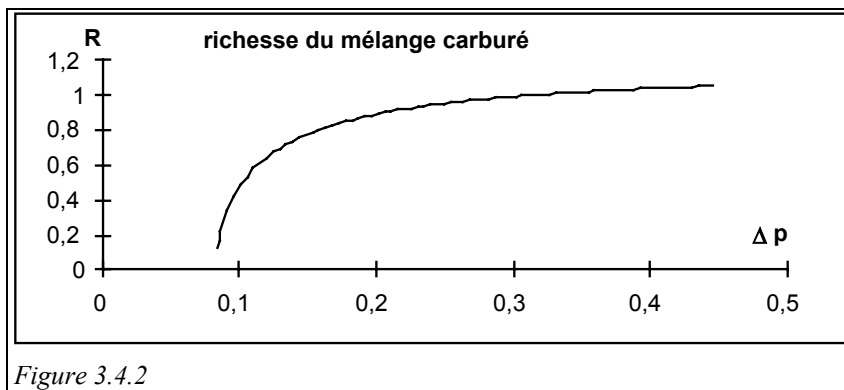
le niveau de la cuve, on peut calculer les vitesses au niveau du col du diffuseur, pour l'air et l'essence :

$$C_a = k \sqrt{\frac{P_a - P}{\rho_a}} \text{ pour l'air} \quad C_c = k' \sqrt{\frac{P_a - P - h \rho_c}{\rho_c}} \text{ pour l'essence}$$

Le rapport $\frac{s C_c \rho_c}{S C_a \rho_a}$ du débit masse d'essence à celui d'air, égal au produit $R \cdot RCA$, rapport combustible/air, est proportionnel à la richesse R . On a donc :

$$R = K \frac{s}{S} \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_a}} \sqrt{1 - \frac{h \rho_c}{P_a - P}} \quad (3.4.1)$$

Cette relation ne tient pas compte des termes de viscosité. Elle montre que la richesse du mélange carburé a l'allure de la figure 3.4.2.



Elle permet de constater deux améliorations à apporter au carburateur envisagé :

- pour que la richesse ne puisse tomber au-dessous d'une valeur minimale R_0 , il faut prévoir un gicleur spécial, dit de ralenti, qui se met en action dès que $(P_a - P)$ tombe en dessous d'une valeur limite ;
- la loi de la richesse montre l'impossibilité d'avoir R constant lorsque $(P_a - P)$ varie. Il faut donc la corriger en introduisant un "ajutage d'automatisme", destiné à moduler la quantité d'air injectée en fonction de la dépression.

Par ailleurs, les carburateurs disposent d'un dispositif de départ à froid (le starter), et d'une pompe de reprise, destinée à répondre rapidement à un appel de puissance soudain en injectant mécaniquement une quantité accrue d'essence.

Enfin, il n'est possible d'obtenir un mélange bien homogène que si l'air ambiant est assez chaud, et le carburant assez volatil pour qu'il puisse être vaporisé intégralement et rapidement à la sortie du carburateur, aux dépens de la chaleur sensible de l'air. La condition nécessaire pour cela s'établit très facilement, si on suppose que la loi de Dalton s'applique au mélange d'air et de vapeur de combustible, ce qui est pratiquement toujours le cas compte tenu de la faible pression partielle de la vapeur combustible dans le mélange.

Soient x le nombre de moles de combustible par mole d'air, C_{pm} et Cl_m les chaleurs molaires respectives de l'air et du liquide, $L_m(T)$ et $P_s(T)$ la chaleur latente de vaporisation molaire et la pression de saturation du combustible.

Pour que le combustible se vaporise complètement dans l'air, sans apport de chaleur, il faut que la pression partielle de la vapeur combustible $P_c = x \cdot P_{at}$ soit inférieure à la pression de saturation, à la température finale du mélange T_{fm} . À la limite, la température finale minimum est donnée par $P_c = P_s(T_{fm})$. La température initiale minimum de l'air T_{im} correspondante s'obtient en écrivant le premier principe sous la forme suivante : l'enthalpie d'une mole d'air à T_{im} et de x moles de liquide à T_0 est égale à l'enthalpie du mélange à T_{fm} . La loi de Dalton s'appliquant, la variation de l'enthalpie du mélange (égale à zéro, le processus étant adiabatique et les parois étant fixes) est égale à la somme des variations des enthalpies des constituants, le liquide étant vaporisé à T_{fm} .

Ces variations sont égales à :

- pour l'air $C_{pm}(T_{fm} - T_{im})$
- pour le carburant $x (L_m(T_{fm}) + Cl_m (T_{fm} - T_0))$

$$\text{On a donc : } T_{\text{im}} = T_{\text{fm}} + \frac{x}{C_{\text{pm}}} (L_{\text{m}}(T_{\text{fm}}) + Cl_{\text{m}}(T_{\text{fm}} - T_0)) \quad (3.4.2)$$

Pour une richesse égale à 1, en supposant $T_0 = 15 \text{ °C}$, on trouve $T_{\text{im}} = 7 \text{ °C}$ pour l'hexane, 48 °C pour l'octane, et 122 °C pour l'alcool éthylique. Il en résulte que, déjà dans le cas de l'octane, T_{im} dépasse largement la température ambiante.

Il est possible de préchauffer l'air en amont du carburateur, en le faisant circuler dans un canal chauffé par les gaz d'échappement. Le procédé est employé, mais avec modération, car un réchauffement excessif est dangereux, et surtout diminue la charge admise et la pression moyenne.

En définitive, dans les moteurs brûlant de l'essence ordinaire et a fortiori du supercarburant, la condition de vaporisation adiabatique intégrale n'est pas satisfaite. Or même lorsque cette condition est remplie, la vaporisation est loin d'être immédiate. Tant en raison des imperfections du carburateur, qui ne répartit pas régulièrement le combustible dans l'air, que du délai de vaporisation, la veine sortant du carburateur renferme sur un parcours plus ou moins long des gouttelettes de liquide. La proportion de liquide croît rapidement lorsque la température de l'air devient inférieure à T_{im} .

3.4.3.2 Injection électronique

Le développement de l'électronique et des capteurs intelligents capables d'informer en temps réel un microprocesseur sur l'état instantané du moteur a rendu possible la réalisation de systèmes de gestion de la carburation et de l'allumage des moteurs extrêmement sophistiqués, capables, pour des coûts acceptables, de contrôler le fonctionnement du moteur et en particulier de réduire fortement ses émissions de polluants.

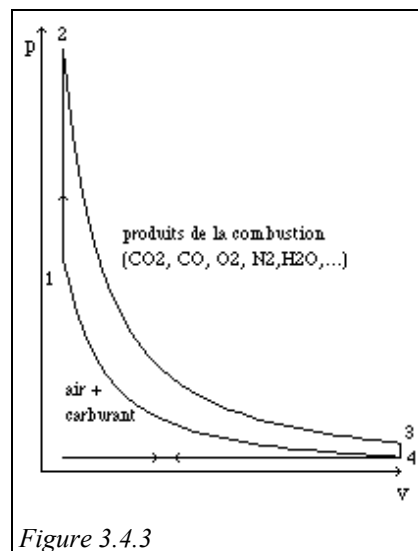
Ces systèmes ont progressivement remplacé les carburateurs par une injection électronique du combustible, permettant un dosage beaucoup plus précis que ces derniers. Nous présenterons ces systèmes plus en détail section 3.8, après avoir traité des émissions des différents polluants.

Parmi les différents avantages qu'offre l'injection à proximité de, ou dans le cylindre, indiquons en passant qu'elle permet de résoudre le problème de vaporisation du combustible, si elle est bien réglée de façon à répartir également le liquide dans l'air admis. Elle peut ainsi améliorer l'homogénéité du mélange et rend inutile le préchauffage de l'air, ce qui augmente la charge admise et la pression moyenne.

3.4.4 CYCLES RÉELS DES MOTEURS À ESSENCE

3.4.4.1 Écarts entre les cycles réels et théoriques

Les cycles réels s'écartent notablement des cycles théoriques présentés section 3.2, et ceci pour plusieurs raisons :



3.5 MOTEURS DIESEL

Dans un moteur diesel, le combustible liquide est injecté à la fin de la compression dans une chambre de combustion remplie d'air pur, et doit brûler aussitôt après. Cette particularité entraîne deux conséquences très importantes :

- la nécessité absolue de l'auto-inflammation : en effet, une étincelle serait probablement inefficace, en éclatant dans l'air, et, par ailleurs, le mélange dans la chambre n'étant pas homogène, les conditions de propagation de la combustion seraient très mauvaises ;
- la nécessité d'un excès d'air élevé, du fait de l'hétérogénéité du mélange : introduit au dernier moment, et donc mal réparti, le combustible doit pouvoir disposer d'un comburant suffisant.

3.5.1 CONDITIONS DE L'ALLUMAGE PAR COMPRESSION

Dans un moteur diesel, la température de l'air au moment de l'injection, c'est-à-dire à la fin de la compression, dépend essentiellement du rapport volumétrique $\rho = V/v$ et accessoirement de la température de l'air ambiant T_0 et des actions de paroi, celles-ci consistant en un réchauffage pendant l'admission et au début de la compression, puis un refroidissement à la fin de la compression. Ces effets se compensent approximativement dans une chambre à parois refroidies et la température de l'air au moment de l'injection diffère peu de celle que donnerait une compression isentropique.

Comme cette température est une fonction croissante de V/v , la nécessité de l'auto-inflammation a pour effet de limiter inférieurement le rapport de compression, à l'opposé de ce qui se passe dans le moteur à essence, où la condition de non-détonation limite supérieurement ce rapport.

Quant à la limite pratique de V/v pour un combustible donné, pour obtenir une combustion correcte dans tous les cas, il faut prendre garde à ce qu'existe une bonne marge de sécurité, l'auto-inflammation devant se produire dans les conditions les plus défavorables, c'est-à-dire si basse que soit la température extérieure au démarrage (les parois étant froides), et d'autre part être assez franche pour permettre la combustion même à vitesse maximum. Les limites inférieures de V/v dépendent ainsi du régime du moteur, et sont sensiblement plus élevées dans les moteurs à grande vitesse que dans les moteurs lents. Dans ces derniers, le V/v limite s'abaisse à 13 pour les combustibles les plus faciles à s'enflammer (gas-oil), atteint 14 pour le fuel-oil moyen, et jusqu'à 15 et même 16 pour des huiles très lourdes et peu hydrogénées.

On notera que ces valeurs dépassent très notablement celles des moteurs à essence, même à combustibles peu détonants. De la même manière, les pressions en fin de compression sont beaucoup plus élevées dans les moteurs diesel, où elles peuvent dépasser 50 bars. Dans ces conditions, pour éviter de surcharger les articulations, on tente de limiter le plus possible la surpression en fin de combustion en contrôlant strictement celle-ci. La question se présente très différemment dans les moteurs lents et dans les moteurs rapides.

3.5.2 DÉLAIS D'INFLAMMATION ET DE COMBUSTION

On a vu section 4.6.3.1 du tome 1 que le délai global d'inflammation et de combustion est de l'ordre de plusieurs millisecondes. Dans les diesel lents (moteurs marins tournant entre 80 et 250 tr/mn), il est très faible par rapport à la durée du

cycle, et, dans ce cas, il n'y a pas de difficulté particulière à contrôler la combustion : on peut régler l'injection de telle sorte que la surpression ne dépasse pas 10 à 20 % de P_2 , et on se rapproche beaucoup d'une combustion à pression constante.

Il en va tout autrement dans les moteurs diesel à grande vitesse, où l'on dépasse des vitesses de 3000 tr/mn. La durée du tour est alors inférieure à 20 millisecondes, et celle correspondant à une rotation de 30° , dans laquelle il serait souhaitable que se confine la combustion, est inférieure à 1,7 millisecondes. Sans précautions spéciales, elle devient alors nettement inférieure au délai global d'inflammation et de combustion. Il devient alors très difficile de produire la combustion en temps voulu tout en contrôlant la surpression. Si, pour compenser le délai d'inflammation, on déclenche l'injection trop tôt avant le PMH, on court un risque très grave : le combustible se vaporisant partiellement dans l'air avant de prendre feu, il se forme un mélange combustible gazeux qui peut détoner lorsque la combustion se déclenche. La combustion est extrêmement brutale, les articulations du moteur se détériorent rapidement, et en outre, la décomposition détonante des molécules du carburant produit du noir de fumée qui encrasse le moteur.

Il est donc indispensable dans les moteurs diesel à grande vitesse de réduire au strict minimum les délais d'inflammation. Une première mesure en ce sens consiste à ne brûler dans ces moteurs que des combustibles à température d'auto-inflammation et à délai d'inflammation propres aussi réduits que possible.

On classe les combustibles de ce point de vue, en les essayant dans un moteur expérimental fonctionnant avec un V/v donné, à une vitesse donnée. On mesure le délai d'inflammation sur un diagramme pression-temps. Le point où on commence l'injection est connu, d'après le calage de la pompe à combustible, et le point où commence la combustion est caractérisé par un changement de pente très net sur la courbe. On établit ainsi une caractérisation intrinsèque des combustibles suivant l'indice de cétane (l'indice de cétane d'un combustible diesel est la teneur en cétane (un hydrocarbure très inflammable) d'un mélange de cétane et de mésitylène (un hydrocarbure très peu inflammable), qui a le même délai d'inflammation que le combustible traité).

En pratique, les moteurs diesel à grande vitesse brûlent à peu près exclusivement du gazole, qui constitue, dans la série des produits de distillation du pétrole, la fraction la plus facile à enflammer et à brûler en diesel. Toutefois, la spécification de l'indice de cétane pour un gazole est beaucoup moins courante que celle de l'indice d'octane pour une essence, car, en définitive, le délai d'inflammation dépend surtout des dispositions constructives adoptées pour accélérer l'allumage et la combustion.

Ces dispositions sont très variées :

En premier lieu, on adopte généralement pour les diesel à grande vitesse des V/v largement supérieurs à la valeur limite : celle-ci est voisine de 13 dans les moteurs lents, et, dans les diesel rapides, elle atteint couramment 16 et parfois 18 ou même 20.

Un second procédé, largement employé, consiste à produire l'injection, ou à en dériver une fraction, dans une chambre auxiliaire, à parois systématiquement mal refroidies, constituant une fraction de la chambre de combustion. On parle alors de chambre divisée. La chambre auxiliaire est reliée au reste de la chambre de combustion par un orifice étroit. L'air qui y est refoulé pendant la compression est échauffé par l'action des parois et les laminages à travers l'orifice, et se trouve ainsi porté à une température largement supérieure à celle du reste de la chambre. Il y

règne de surcroît une turbulence élevée, et, en sens inverse, l'expulsion des gaz brûlés hors de la chambre auxiliaire pendant la combustion et le début de la détente, crée une turbulence notable dans le reste de la chambre de combustion. Ces conditions de combustion progressive ont un autre intérêt : celui de réduire le bruit de la combustion, qui peut être assez élevé dans une chambre à injection directe, l'allumage se produisant brutalement lorsque les conditions d'auto-inflammation (température et délai) sont réunies.

Le procédé comporte deux variantes :

- dans les **moteurs à préchambre** (figure 3.5.1), l'injecteur débouche directement dans la préchambre. Le combustible s'y allume très rapidement et subit une combustion incomplète, puis, sous l'effet de la surpression, les gaz incomplètement brûlés sont expulsés à grande vitesse dans la chambre principale, où la combustion se termine. Un obstacle est placé sur la trajectoire du jet de combustible pour mieux le diviser et le mélanger à l'air. Ce type de chambre est le plus silencieux, mais son rendement est plus faible que celui des autres. Jusqu'à récemment, c'était le type de configuration retenu pour les voitures de tourisme pour lesquelles le confort est un critère important ;
- dans les **moteurs à chambre de turbulence** (figure 3.5.2), la géométrie est optimisée pour minimiser les pertes de charge (section de décharge plus importante, débouché tangentiel dans la chambre principale), ce qui permet d'améliorer le rendement, mais au prix d'un bruit de combustion légèrement plus élevé.

Toutes ces dispositions sont plus ou moins en défaut au démarrage, l'action des parois froides abaissant beaucoup la température. Aussi certains moteurs sont-ils équipés de résistances électriques qui réchauffent, avant le démarrage, soit une zone déterminée de la chambre, soit le courant d'air admis.

Il est bien évidemment impossible d'analyser avec précision l'effet de dispositions aussi complexes que celles qui ont été évoquées, et la mise au point des moteurs rapides est le résultat de tâtonnements empiriques. Il reste que, malgré la réduction des délais d'inflammation, on contrôle moins bien la combustion dans ces moteurs que dans les moteurs lents. La surpression y est beaucoup plus élevée, de

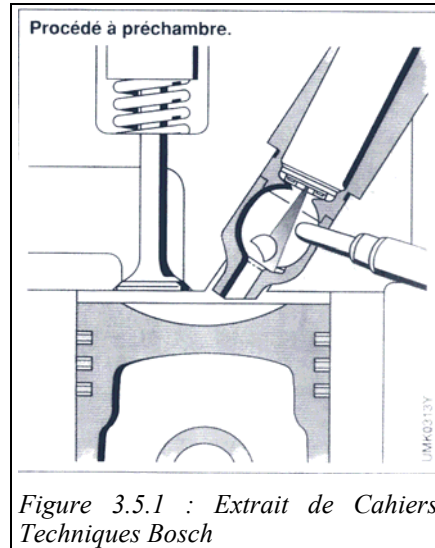


Figure 3.5.1 : Extrait de Cahiers Techniques Bosch

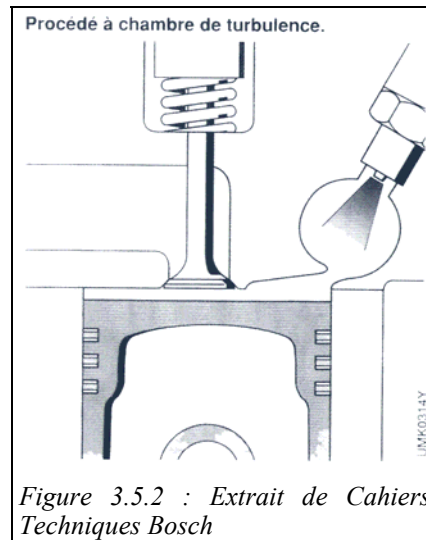


Figure 3.5.2 : Extrait de Cahiers Techniques Bosch

telle sorte que l'on atteint des pressions maximales de 70 et même 80 bars.

Dans les moteurs diesel à grande vitesse à injection directe, on se contente de disposer le piston et la chambre de telle sorte qu'une turbulence élevée soit entretenue pendant l'injection. Le carburant doit alors pouvoir être mélangé de la manière la plus homogène possible sans recours à une préchambre, ce qui induit des contraintes de réalisation particulièrement sévères (figure 3.5.3). La géométrie du piston est optimisée pour augmenter la turbulence, et l'injecteur est à trous multiples. Le rendement de ce type de moteur est supérieur de 20 % à celui des moteurs à préchambre, mais son bruit est beaucoup plus élevé car la suppression de combustion est plus difficile à contrôler.

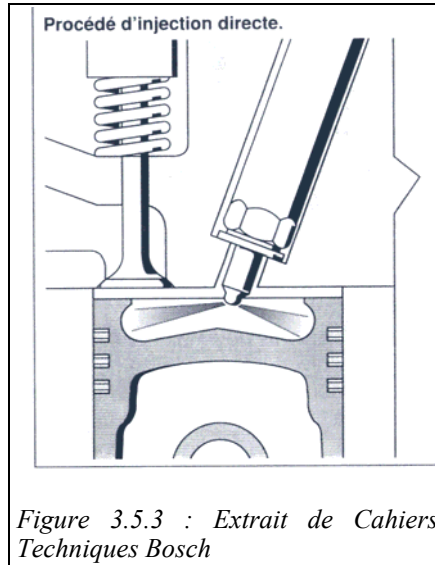


Figure 3.5.3 : Extrait de Cahiers Techniques Bosch

Du fait du développement des systèmes d'injection "Common Rail" permettant de réaliser un contrôle très fin de l'injection, et donc de mieux maîtriser ces surpressions, l'injection directe se généralise aujourd'hui à de nombreux moteurs diesel, même de petite cylindrée. On se reportera à la section 3.5.8.1 pour des développements complémentaires sur ce sujet.

3.5.3 TAUX D'UTILISATION DE L'AIR

L'injection du combustible au dernier moment ne permet pas, on l'a vu, de le répartir uniformément dans la chambre, de façon à utiliser la totalité de l'air, et lorsque la masse m de combustible dépasse une certaine valeur m_m , toujours sensiblement inférieure à la masse m_{max} que pourrait brûler l'air admis, la combustion devient incomplète, le moteur produit des fumées noires et s'encrasse.

Un objectif essentiel des diesel, qu'ils soient lents ou à grande vitesse, consiste à relever le plus possible le rapport m_m/m_{max} , ou taux d'utilisation maximum de l'air (on remarquera que ce taux est équivalent à la richesse, mais le terme de richesse est réservé aux mélanges homogènes). On y parvient en donnant aux jets la plus grande pénétration possible et en augmentant la turbulence pendant la combustion.

À l'heure actuelle, ce taux s'abaisse à 40% dans les moteurs à deux temps lents, à balayage imparfait par lumières opposées, ne dépasse guère 60% dans les moteurs à quatre temps lents, sans turbulence appréciable, et peut être porté à 75, voire 80 %, dans les moteurs à chambre divisée.

Si le taux d'utilisation est limité supérieurement, il ne l'est pas inférieurement. À l'opposé de ce qui se passe dans un moteur à essence, on peut réduire dans un diesel à une valeur presque nulle la masse de combustible injectée, et le fonctionnement reste parfaitement régulier. Le réglage des diesel s'effectue ainsi toujours par variation de m , et est beaucoup plus économique que celui des moteurs à essence.

Il en résulte que le diesel est mieux adapté que le moteur à essence pour des fonctionnements à charge réduite, et que son rendement moyen est plus proche du rendement maximum.

3.5.4 FATIGUES MÉCANIQUES ET THERMIQUES

Si le rendement thermique théorique du diesel est bien meilleur que celui du moteur à essence, cet avantage a une contrepartie : les organes d'un diesel sont soumis à des fatigues thermiques et mécaniques exceptionnellement élevées, qui en compliquent la construction et en augmentent le prix de revient.

En ce qui concerne les fatigues mécaniques, les pressions maxima en régime normal sont beaucoup plus élevées dans le cas du diesel, mais en outre les articulations et le cylindre doivent être prévus pour résister occasionnellement à des pressions accidentelles bien supérieures. Trois phénomènes peuvent en effet générer des surpressions importantes :

- d'une part, l'excès d'air permettrait de brûler une quantité de combustible beaucoup plus importante ;
- d'autre part, la pointe de pression est limitée, même dans les moteurs à grande vitesse, à une fraction de celle que produirait une combustion à volume constant ;
- enfin, il peut y avoir présence accidentelle d'un excès de combustible, entraînant une combustion beaucoup plus intense pouvant conduire, à volume constant, jusqu'à une pression triple de la pression nominale.

Il est à peu près impossible d'éviter que des combustions anormales ne se produisent accidentellement, en cas de fuite de combustible pendant la compression ou de remontée massive d'huile. Le combustible en excès introduit prématurément se vaporise dans l'air, et la combustion est détonante, donc à volume constant. Il est impératif que de tels événements, si exceptionnels soient-ils, n'aillent pas jusqu'à la destruction du moteur. En définitive, les organes d'un diesel doivent être calculés avec une large marge de sécurité, très supérieure à celle qui est nécessaire dans un moteur à essence.

En ce qui concerne les fatigues thermiques, elles sont également plus élevées dans le diesel, contrairement d'ailleurs à ce que pourrait laisser prévoir la théorie. En effet, dans le calcul théorique, on suppose le combustible uniformément réparti dans l'air en excès, et on aboutit à des températures en fin de combustion modérées, sensiblement inférieures à celles atteintes dans le moteur à essence. Dans la réalité, le combustible est concentré dans une fraction de l'air où la combustion se fait sans excès d'air appréciable, et, dans le jet de chalumeau qui sort de l'injecteur, la température est extrêmement élevée. Comme d'autre part la pression y est très grande, ainsi que la vitesse, les coefficients d'échange sont considérables, ce qui soumet les pièces en contact avec le jet à un flux de chaleur bien supérieur à celui que reçoivent les parois d'un moteur à essence.

Enfin, le bon fonctionnement d'un moteur diesel exige un très bon entretien, car l'auto-inflammation franche est compromise par un défaut minime d'étanchéité, du type ovalisation du cylindre ou rupture de segment, qui ne troublerait pas sensiblement la marche d'un moteur à essence.

Pour toutes ces raisons, à puissance et vitesse de rotation égales, un moteur diesel est beaucoup plus lourd et coûteux qu'un moteur à essence, et ses frais d'entretien sont aussi plus élevés. L'accroissement des dépenses d'amortissement et d'entretien compense ainsi dans une certaine mesure la diminution des dépenses de combustible.

3.5.5 REFROIDISSEMENT DES PAROIS

Il existe entre les conditions de refroidissement des moteurs à essence et des diesel une différence importante : tandis que, dans le premier cas, toutes les parois internes, aussi bien du cylindre que de la chambre de combustion, doivent être maintenues à une température modérée pour éviter l'auto-inflammation du mélange par un point chaud, dans le diesel, seules les parois latérales soumises au frottement des segments doivent être obligatoirement refroidies.

Les parois de la chambre de combustion, le fond du piston, et la culasse peuvent être recouverts d'un alliage résistant à chaud et isolés thermiquement des corps refroidis. Ce procédé permet de réduire les pertes par action de parois, et améliore la combustion. En revanche, il augmente le réchauffage de l'air à l'admission.

3.5.6 COMBUSTIBLES BRÛLÉS DANS LES MOTEURS DIESEL

Les moteurs lents peuvent brûler les combustibles liquides les moins volatils, fiouls lourds, huile de schiste et de goudron, sous la seule condition que ces liquides soient raffinés, c'est-à-dire résultent d'une distillation. L'expérience montre en effet qu'un diesel alimenté en combustible liquide brut s'encrasse plus ou moins vite, du fait des dépôts goudronneux qui viennent gommer les segments et imposent des révisions complètes fréquentes.

Les tentatives faites pour brûler en diesel des combustibles solides pulvérisés (lignite, houille) n'ont pas abouti jusqu'à présent, du fait de l'encrassement assez rapide du moteur, et surtout de l'abrasion causée par les cendres minérales qui se mélangent à l'huile de graissage.

Il est possible de brûler dans un diesel un combustible gazeux comprimé au préalable à une pression suffisante pour l'injection, à condition de prévoir une injection auxiliaire de combustible liquide pour déclencher la combustion (moteurs dual-fioul, cf. section 3.4.5.2).

Enfin, nous avons vu que les diesel à grande vitesse brûlent à peu près exclusivement du gazole.

3.5.7 CYCLES RÉELS DES MOTEURS DIESEL

L'origine des différences entre le cycle réel et le cycle théorique est à peu près la même pour les diesel que pour les moteurs à essence. Toutefois, l'effet de la dissociation y est moins sensible du fait de la présence d'un excès d'air important. Dans ces conditions, on peut légitimement la négliger dans la quasi-totalité des cas.

La figure 3.5.4 montre les résultats auxquels conduit une modélisation avec Thermoptim d'un moteur diesel à l'aide d'un cycle théorique associé du type présenté section 3.2.4 (exemple 3.5.1).

Ce modèle appelle quelques commentaires :

- la charge admise comprend l'air ambiant et une fraction de gaz recirculés qui proviennent de l'espace mort qui existe toujours dans le cylindre (ici 3,3 % en masse). Sa composition est déterminée dans le mélangeur "admission" ;
- la combustion se déroule en trois phases, comme proposé par M. Thelliez, le combustible étant injecté en trois fois (section 3.2.4) ;
- la détente se déroule en deux étapes : en système fermé entre les points 5 et 6, puis en système ouvert de 6 à 7 dans les soupapes et les tubulures