

Les véhicules hybrides associant une motorisation thermique et une propulsion électrique restent aussi à l'ordre du jour. Il n'est toutefois pas possible de développer ce point dans le cadre de cet ouvrage.

3.2 ANALYSE DES CYCLES THÉORIQUES DES MOTEURS ALTERNATIFS

Dans sa forme classique, l'étude élémentaire des cycles est basée sur des approximations assez grossières : le fluide technique est assimilé à de l'air pur, et lui-même à un gaz parfait, et les transformations sont considérées comme parfaites. Pour être plus précis, il faut tenir compte :

- de la masse et de la composition chimique réelle du fluide technique, qui peut varier selon les phases du cycle, du fait de l'introduction du combustible et de la combustion ;
- des variations de la chaleur massique avec la température ;
- de la dissociation moléculaire à haute température ;
- des pertes liées au renouvellement de la charge ;
- de la cinétique de combustion ;
- des échanges de chaleur entre le fluide technique et les parois du moteur ;
- des frottements mécaniques et des consommations auxiliaires.

Nous commencerons par étudier les cycles idéaux qui se prêtent à une analyse thermodynamique aisée, et nous donnerons ensuite des indications sur la manière de prendre en compte les principales non-idéalités.

Bien qu'ils soient très simplifiés, ces cycles permettent en effet de tirer un certain nombre de conclusions importantes qui ne sont pas remises en cause par une analyse plus poussée, comme par exemple celles relatives à l'influence sur les performances du moteur du rapport de compression volumétrique, des conditions de la combustion (volume constant, pression constante), ou de la pression initiale dans le cylindre...

3.2.1 CYCLE IDÉAL DE BEAU DE ROCHAS

Les analyses des cycles idéaux excluent les phases d'admission et d'échappement des cycles réels à deux ou quatre temps. En première approximation, le fonctionnement des moteurs à essence peut être représenté par le cycle dit de Beau de Rochas, qui se réduit, comme indiqué ci-dessous, à quatre évolutions simples représentées sur la figure 3.2.1 dans un diagramme de Watt et un diagramme entropique :

- une combustion à volume constant 1-2

Déclenchée en fin de compression, au moment où la vitesse du piston s'annule, la combustion est, ce qui est surtout justifié dans les moteurs lents, supposée suffisamment rapide pour être considérée comme instantanée, et donc à volume constant :

$$v_2 = v_1 \quad Q_{12} = c_v (T_2 - T_1) > 0 \quad W_{12} = 0$$

- une détente isentropique 2-3

On retrouve ici l'hypothèse classique en matière de détente :

$$s_3 = s_2 \Rightarrow T_3 (v_3)^{\gamma-1} = T_2 (v_2)^{\gamma-1} \quad W_{23} = c_v (T_3 - T_2) < 0 \quad Q_{23} = 0$$

- un refroidissement à volume constant 3-4

En fin de détente, l'ouverture des soupapes d'échappement fait chuter brutalement la pression dans le cylindre. On fait ici l'hypothèse que la vidange est instantanée :

$$v_4 = v_3 \quad Q_{34} = c_v (T_4 - T_3) < 0 \quad W_{34} = 0$$

- une compression isentropique 4-1

On retrouve ici l'hypothèse classique en matière de compression :

$$s_1 = s_4 \Rightarrow T_1 (v_1)^{\gamma-1} = T_4 (v_4)^{\gamma-1} \quad W_{41} = c_v (T_1 - T_4) > 0 \quad Q_{41} = 0$$

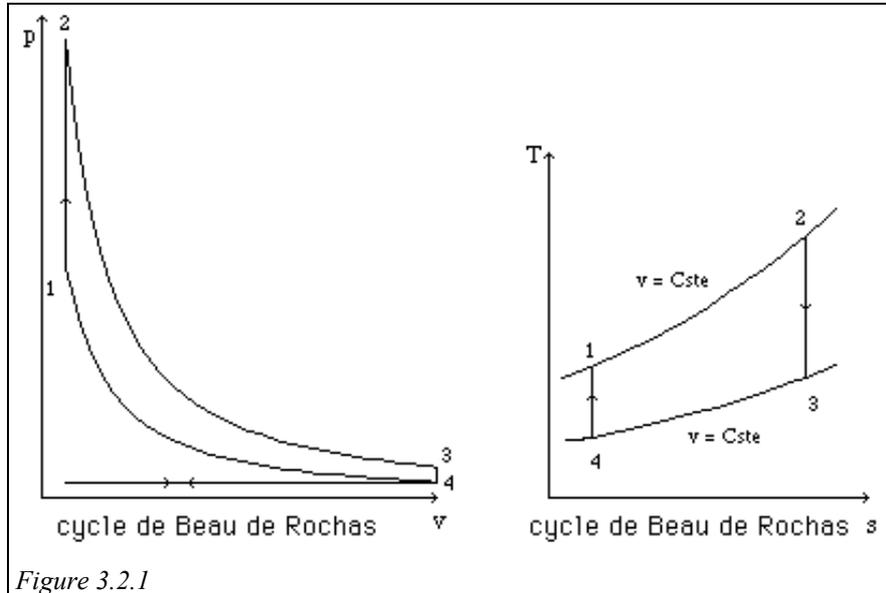


Figure 3.2.1

Le travail net interne vaut :

$W = W_{23} + W_{41} = -(Q_{12} + Q_{34})$, et le rendement du cycle est égal à :

$$\eta_{th} = \frac{|W|}{Q_{12}} = 1 + \frac{Q_{34}}{Q_{12}}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1} = 1 - \frac{T_2 \left(\frac{v_2}{v_3}\right)^{\gamma-1} - T_4}{T_2 - T_4 \left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{\gamma-1}}$$

$$\text{Or, } \frac{v_3}{v_2} = \frac{v_4}{v_1} = \rho$$

On a donc :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} = 1 - \frac{T_4}{T_1} \quad (3.2.1)$$

On voit ici l'intérêt d'augmenter autant que possible le rapport de compression. Comme on le montrera section 3.4.1, on est limité en pratique par les conditions de non-détonation dans le cylindre.

On peut s'étonner de voir qu'un seul paramètre intervient dans l'expression du rendement. La raison est que le cycle de Beau de Rochas a le même rendement qu'un cycle de Carnot qui fonctionnerait entre les deux températures T_4 et T_1 . En fait, tout se passe comme si la surpression et l'élévation de température consécutives à la combustion à volume constant n'avaient aucune influence sur le rendement global.

Le rendement du cycle de Beau de Rochas dépend donc uniquement de la conception géométrique du moteur, sans que les conditions initiales n'interviennent. En revanche, la valeur de γ exerce une influence déterminante, comme le montrent les courbes de la figure 3.2.2.

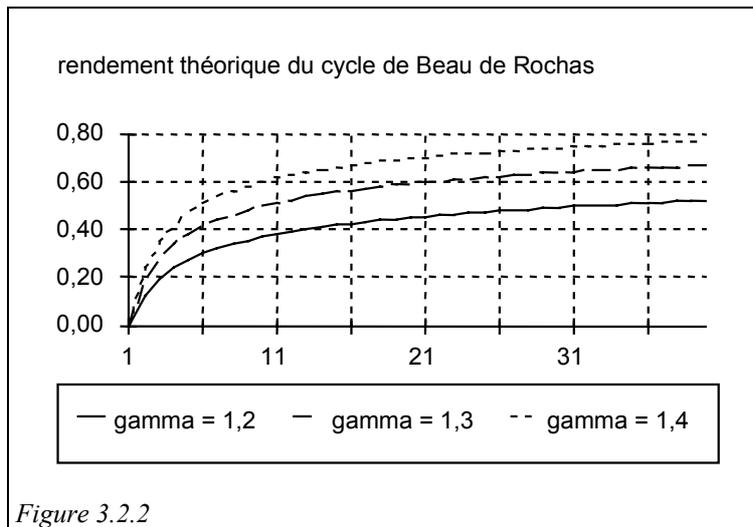


Figure 3.2.2

Compte tenu de l'influence prépondérante de γ , on gagne beaucoup en réalisme, si l'on conserve l'hypothèse du fluide technique parfait, en calculant γ à une température moyenne, beaucoup plus élevée que la température T_4 d'aspiration.

3.2.2 CYCLE DIESEL

Les hypothèses générales qui ont été faites lors de l'analyse du cycle de Beau de Rochas sont ici reprises, et nous n'y reviendrons pas.

La différence fondamentale entre le cycle diesel et le cycle de Beau de Rochas est le remplacement de la combustion à volume constant par une combustion à pression constante, comme le montrent les diagrammes de Watt et entropique de la figure 3.2.3. On fait ici l'hypothèse, toujours surtout valable pour les moteurs lents, que l'expansion des gaz due à la combustion vient, en terme de pression, exactement compenser la détente due à la course du piston.

En introduisant le rapport ϵ des volumes en fin et au début de la combustion, on peut exprimer simplement le rendement du cycle.

$$\eta_{th} = \frac{Q_{12} - Q_{34}}{Q_{12}} = \frac{c_p (T_2 - T_1) - c_v (T_3 - T_4)}{c_p (T_2 - T_1)}$$

Tous calculs faits, on obtient :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \frac{\varepsilon^{\gamma} - 1}{\varepsilon - 1} \quad (3.2.2)$$

Le rendement du cycle diesel dépend donc du taux volumétrique de compression, et de la quantité de chaleur fournie, qui fixe la valeur de la dilatation pendant la combustion, c'est-à-dire ε .

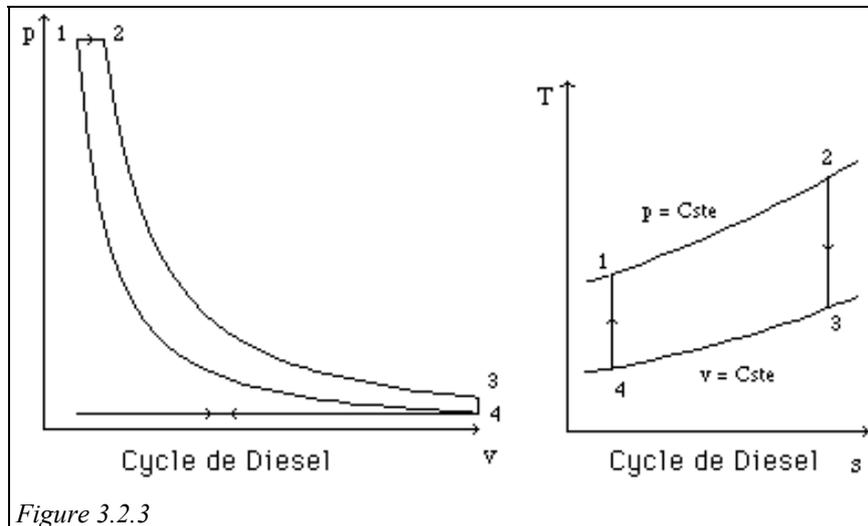


Figure 3.2.3

3.2.3 CYCLE MIXTE

En réalité, nous l'avons vu, la combustion ne se fait ni à volume constant ni à pression constante, et une meilleure approximation peut être obtenue en considérant qu'elle commence à volume constant et se termine à pression constante, comme indiqué sur les diagrammes de la figure 3.2.4.

Un tel cycle peut être exprimé à partir de trois paramètres :

- ρ rapport de compression volumétrique ;
- $\lambda = \frac{P_{2a}}{P_1}$ rapport de la pression de combustion à la pression de compression ;
- $\varepsilon = \frac{v_{2b}}{v_{2a}}$ rapport de détente initiale.

Les quantités de chaleur fournies et cédées deviennent :

$$Q_{12a} = c_v (T_{2a} - T_1) \quad Q_{2a2b} = c_p (T_{2b} - T_{2a}) \quad Q_{34} = c_v (T_4 - T_3)$$

$$\text{Le rendement est égal à : } \eta_{th} = 1 + \frac{Q_{34}}{Q_{12a} + Q_{2a2b}}$$

En exprimant les températures à partir des paramètres définis plus haut, il vient :

$$T_1 = T_4 \left(\frac{v_4}{v_1} \right)^{\gamma-1} = T_4 \rho^{\gamma-1}$$

$$T_{2a} = T_1 \frac{P_{2a}}{P_1} = \lambda T_1 = T_4 \lambda \rho^{\gamma-1}$$

$$T_{2b} = T_{2a} \frac{v_{2b}}{v_{2a}} = \varepsilon T_{2a} = T_4 \varepsilon \lambda \rho^{\gamma-1}$$

$$T_3 = T_{2b} \left(\frac{v_{2b}}{v_3}\right)^{\gamma-1} = T_{2b} \rho^{1-\gamma} \left(\frac{v_{2b}}{v_{2a}}\right)^{\gamma-1} = T_4 \varepsilon \lambda \rho^{\gamma-1} \rho^{1-\gamma} \varepsilon^{\gamma-1} = T_4 \varepsilon^{\gamma} \lambda$$

L'expression du rendement devient : $\eta_{th} = 1 - \frac{c_v (T_3 - T_4)}{c_v (T_{2a} - T_1) + c_p (T_{2b} - T_{2a})}$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{c_v (\varepsilon^{\gamma} \lambda - 1)}{c_v (\lambda \rho^{\gamma-1} - \rho^{\gamma-1}) + c_p (\varepsilon \lambda \rho^{\gamma-1} - \lambda \rho^{\gamma-1})}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\lambda \varepsilon^{\gamma} - 1}{\rho^{\gamma-1} (\lambda - 1 + \gamma \lambda (\varepsilon - 1))} \quad (3.2.3)$$

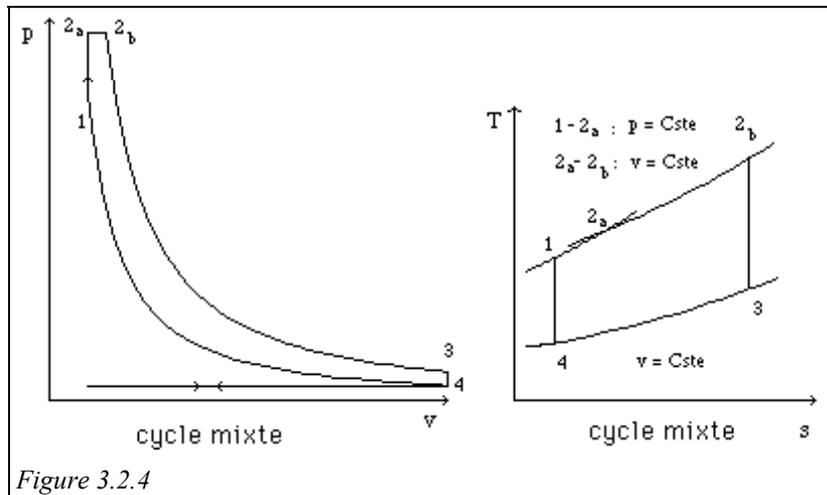


Figure 3.2.4

Bien évidemment, on retrouve le cycle de Beau de Rochas en faisant $\varepsilon = 1$ dans cette expression :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\lambda - 1}{\rho^{\gamma-1} (\lambda - 1)} = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$$

et le cycle de Diesel en faisant $\lambda = 1$:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \frac{\varepsilon^{\gamma} - 1}{\varepsilon - 1}$$

Le graphique de la figure 3.2.5 permet de comparer les rendements des trois cycles diesel, mixte et de Beau de Rochas.

Au vu des courbes, on pourrait croire que le rendement du cycle de Beau de Rochas est meilleur. En pratique, c'est l'inverse, d'une part car les rapports volumétriques de

compression des moteurs diesel sont beaucoup plus importants que ceux des moteurs à essence, et d'autre part car les cycles réels ressemblent plutôt aux cycles mixtes.

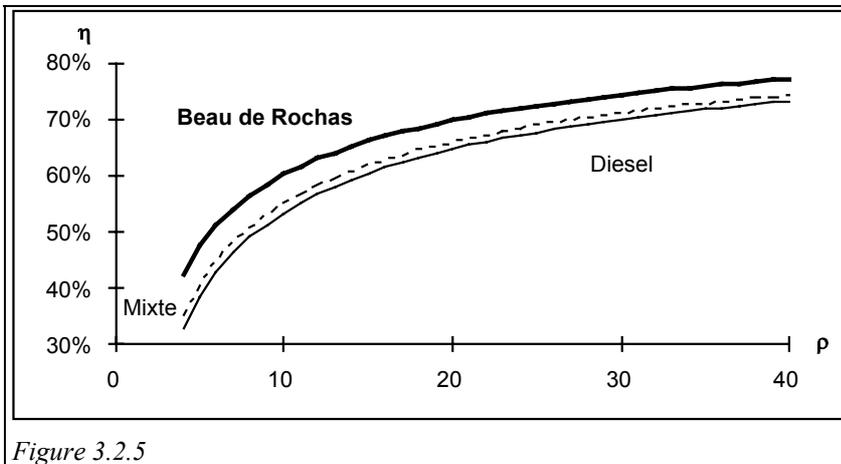


Figure 3.2.5

Pression maximale du cycle mixte

À partir de l'expression du rendement du cycle mixte, on peut établir une relation entre la quantité de chaleur totale fournie Q et la **pression maximale** du cycle P_{\max} .

$$Q = Q_{12a} + Q_{2a2b} = c_v (T_{2a} - T_1) + c_p (T_{2b} - T_{2a})$$

$$\lambda = \frac{P_{2a}}{P_1} = \frac{T_{2a}}{T_1} \quad \varepsilon = \frac{v_{2b}}{v_{2a}} = \frac{T_{2b}}{T_{2a}}$$

$$Q = c_v T_1 ((\lambda - 1) + \lambda \gamma (\varepsilon - 1))$$

$$Q = c_v T_4 \rho^{\gamma-1} (\lambda - 1 + \gamma \lambda (\varepsilon - 1))$$

$$P_{\max} = \lambda P_1 = \lambda \rho^{\gamma} P_a = \frac{P_a \rho^{\gamma}}{1 + \gamma (\varepsilon - 1)} \left(\frac{Q}{c_v T_4 \rho^{\gamma-1}} + 1 \right) \quad (3.2.4)$$

Toutefois, ces cycles manquent encore de réalisme, et s'écartent assez notablement des cycles réels. Leur pertinence peut être caractérisée par une grandeur appelée rendement de forme, qui est égale au rapport du travail du cycle réel mesuré sur banc à celui du cycle calculé.

Pour fixer les idées, les ordres de grandeur des valeurs des rendements de forme que l'on obtient avec les hypothèses précédentes sont les suivants :

- 50 à 65 % pour le cycle de Beau de Rochas ;
- 60 à 70 % pour le cycle diesel ;
- légèrement meilleurs pour le cycle mixte, mais toujours faibles.

3.2.4 CYCLES THÉORIQUES ASSOCIÉS

Pour plus de réalisme, il est impératif de tenir compte d'une part de la chaleur emportée par l'eau de refroidissement, d'autre part des variations de masse (diesel) et de composition (diesel, moteur à essence) du fluide technique au cours de la

- phase hors combustion ;
- phase de combustion.

Bien que plus complexes, les calculs peuvent encore être menés sur une feuille de calcul de tableur, et sont donc tout à fait accessibles. On notera cependant que la prise en compte de la variation de la chaleur massique des gaz avec la température introduit des équations implicites en T qu'il faut résoudre par itérations.

Une telle modélisation peut aussi être effectuée avec Thermoptim comme nous le verrons plus loin sections 3.4.4.1 et 3.5.7.

Bien que très simplifiés par rapport à la réalité, ces cycles théoriques mettent en évidence l'importance de certains facteurs comme le taux de compression ou le type de combustion, montrant l'intérêt sur le plan du rendement d'opérer à volume constant plutôt qu'à pression constante. Nous allons maintenant étudier la manière dont sont classiquement présentées les courbes caractéristiques des moteurs à piston, ce qui nous permettra notamment de prendre en compte une variable essentielle mais que nous n'avons pas encore prise en compte : la vitesse de rotation du moteur.

3.3 COURBES CARACTÉRISTIQUES DES MOTEURS À PISTON

Les courbes caractéristiques d'un moteur à piston sont très différentes de celles des turbomachines, du fait que les principes de fonctionnement sont ici tout autres.

Les principales grandeurs employées sont la pression moyenne effective (ou le facteur de puissance), le couple moteur, la vitesse de rotation et la consommation spécifique, les présentations retenues variant d'un pays à l'autre. Toutefois, même si les grandeurs utilisées diffèrent selon les auteurs, le passage d'un mode de représentation à l'autre est généralement assez aisé, comme nous allons le montrer maintenant.

3.3.1 PERFORMANCES EFFECTIVES, PME ET FACTEUR DE PUISSANCE

Le travail produit par une machine volumétrique lors d'un cycle réversible peut être

calculé à partir de l'expression : $W = - \int_c PdV$

Le calcul de l'intégrale donnant le travail du cycle est complexe et fait appel à des grandeurs dimensionnelles détaillées, difficilement comparables d'un moteur à l'autre. C'est pourquoi, pour faciliter les comparaisons, on introduit des grandeurs plus accessibles : la cylindrée V_s et la pression moyenne PM.

Pour l'ensemble des machines volumétriques, la notion de volume balayé ou de cylindrée est en effet essentielle, car elle représente une des caractéristiques géométriques fondamentales de la machine. Le rapport du travail W du cycle à la cylindrée a la dimension d'une pression. On l'appelle pression moyenne PM, ou quelquefois différence de pression moyenne équivalente ΔPe .

$$PM = \Delta Pe = \frac{\int_c PdV}{V_s} \quad (3.3.1)$$

Elle représente la pression qu'il faudrait appliquer sur le piston pour produire le même travail que celui que fournit le moteur. Cette définition met bien en évidence la relation de proportionnalité existant entre la pression moyenne et le travail fourni par le moteur.

On peut aussi utiliser un facteur de puissance adimensionnel W_0 , égal au rapport entre la PM et la pression d'admission P_1 dans le moteur :

$$W_0 = \frac{PM}{P_1}$$

On aboutit de cette manière à une expression très simple du travail fourni par la machine :

$$W = W_0 P_1 V_s$$

En pratique, il faut tenir compte de l'irréversibilité des cycles, ce qui conduit comme nous le verrons plus loin à distinguer deux pressions moyennes : la pression moyenne indiquée PMI, et la pression moyenne effective PME.

3.3.2 INFLUENCE DE LA VITESSE DE ROTATION

Appelons P_e la puissance utile, ω la vitesse de rotation, W_c le travail produit par un cylindre au cours d'un cycle, n_c le nombre de cylindres, et i le facteur d'intermittence, nombre de cycles par tour, c'est-à-dire 0,5 pour un moteur à 4 temps, et 1 pour un 2 temps.

Avec ces notations, on a :

$$P_e = \frac{\omega}{2\pi} W_c \cdot i \cdot n_c \quad (3.3.2)$$

Comme $\omega = \frac{2\pi N}{60}$, on obtient, K étant une constante :

$$P_e = K N$$

Le couple moteur est quant à lui donné par la relation :

$$C = \frac{P}{\omega} = \frac{W_c}{2\pi} \cdot i \cdot n_c = K' \quad (3.3.3)$$

Dans une machine volumétrique cyclique, la puissance produite devrait être en première approximation proportionnelle à la vitesse de rotation, tandis que le couple et le rendement de la machine ne devraient pas en dépendre. En pratique cependant, les choses ne sont pas si simples, du fait de phénomènes parasites qui apparaissent, notamment aux très faibles et très fortes vitesses.

Aux faibles vitesses, les pertes thermiques au sein de la machine (pertes par effet de paroi, par conduction...) et les pertes par défaut d'étanchéité prennent une importance disproportionnée avec la puissance utile. Par conséquent, le rendement, le travail fourni et le couple chutent.

Aux fortes vitesses, une autre catégorie de pertes voit son influence croître : ce sont surtout les pertes de charge, en interne ainsi qu'à l'admission et au refoulement. Ces pertes sont sensiblement proportionnelles au carré de la vitesse du fluide, ce qui explique qu'elles deviennent prépondérantes.

Dans ces conditions, les lois d'évolution de la puissance et du couple du moteur par rapport à la vitesse de rotation prennent les allures générales des figures 3.3.1 et 3.3.2.

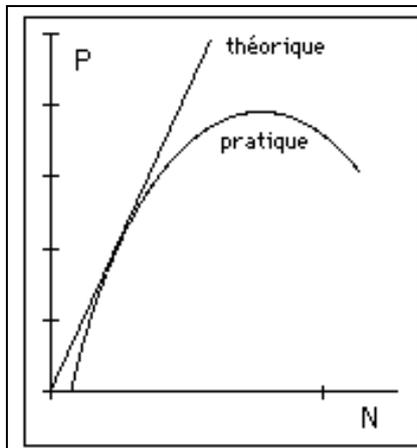


Figure 3.3.1

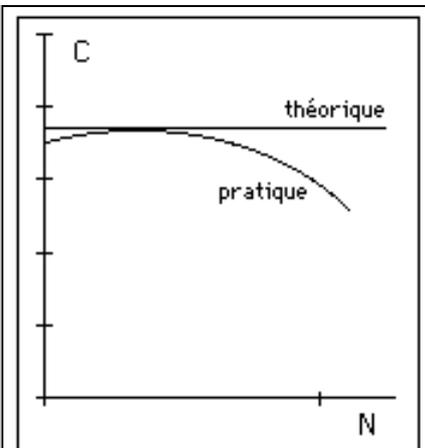


Figure 3.3.2

En première approximation, et dans la plus grande partie du domaine des vitesses rencontrées, on peut considérer que la relation entre la puissance et la vitesse de rotation est quasi proportionnelle. Comme par ailleurs la puissance est aussi proportionnelle à la PME et au facteur de puissance, on pourra en pratique utiliser indifféremment comme abscisse des courbes caractéristiques l'une des quatre grandeurs P , PME , W_0 ou N , ce qui explique que les présentations diffèrent d'un pays à l'autre.

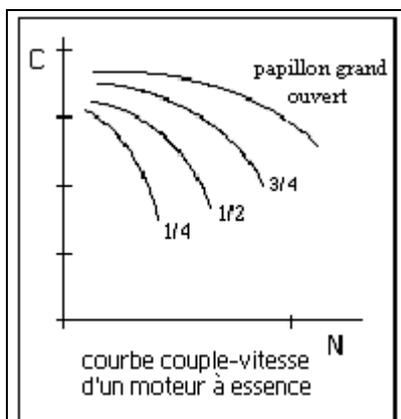


Figure 3.3.3

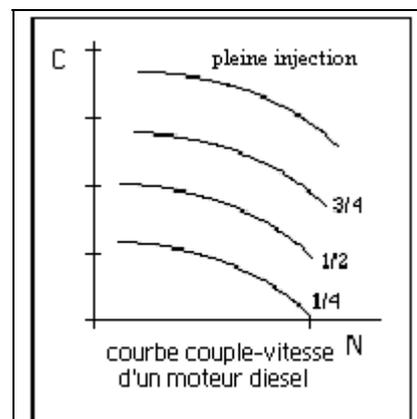


Figure 3.3.4

Par ailleurs, ces courbes ne sont valables qu'à pleine charge. L'influence d'un fonctionnement à charge partielle se traduit par des différences notables selon qu'il s'agit d'un moteur à essence ou d'un moteur diesel. Dans le premier cas, nous verrons qu'il est impossible de diminuer la richesse en deçà d'une limite inférieure R_i , ce qui conduit à régler le moteur en jouant sur les pertes de charge à l'admission, au moyen d'un papillon qui vient étrangler la veine de gaz admis. On a dans ce cas coutume de

donner les courbes "couple-vitesse" pour différentes valeurs de l'ouverture du papillon, la perte de charge correspondante jouant un rôle prépondérant.

Pour les moteurs diesel, ce type de problème ne se pose pas, et on règle la puissance en faisant varier la quantité de combustible injecté. Il n'est donc pas nécessaire d'introduire une perte de charge supplémentaire, et les caractéristiques du couple sont beaucoup moins pentues que dans le cas précédent, comme le montrent les figures 3.3.3 et 3.3.4.

3.3.3 PERFORMANCES INDIQUÉES, PMI

On a jusqu'à présent négligé les pertes d'origine mécanique, que l'on prend souvent en compte, comme indiqué section 1.1.6, par l'intermédiaire d'un rendement mécanique η_m . Nous montrerons section 3.3.4 que pour être précis, il est préférable d'opérer différemment.

On peut donc considérer que la puissance effective P_e est le produit de la puissance interne ou indiquée P_i par le rendement mécanique η_m :

$$P_e = \eta_m P_i$$

On adopte ainsi la convention de repérer les performances proprement thermodynamiques par l'indice *i*, et les performances globales par l'indice *e*.

Dans ces conditions, on définit la pression moyenne indiquée PMI :

$$PMI = \frac{W_{ci}}{V_s} = \frac{PME}{\eta_m} \quad (3.3.4)$$

3.3.3.1 Coefficient de remplissage

Un certain nombre de facteurs font baisser la masse de la charge de gaz frais qui pénètre dans le cylindre lors de la phase d'admission : la présence résiduelle de fumées, la température élevée des parois, qui a pour effet de dilater la charge de gaz frais, les pertes de charge à l'admission, qui font que la pression dans le cylindre est légèrement inférieure à la pression atmosphérique, et enfin la contre-pression à l'échappement. De plus, peuvent se produire des phénomènes acoustiques liés à l'écoulement pulsé de la charge pouvant selon les cas la diminuer (on parle alors de trous de remplissage), ou au contraire l'augmenter (on parle alors de suralimentation naturelle). Cet écoulement pulsé provient bien évidemment du mouvement alternatif du piston et des ouvertures et fermetures des soupapes.

Pour caractériser ces pertes, on définit un coefficient de remplissage C_r , tel que la masse de la charge de gaz frais admise par cycle m_a est égale à :

$$m_a = C_r \rho_a V_s = C_r V_s \frac{P_a}{r T_a} \quad (3.3.5)$$

On peut montrer que, en l'absence des phénomènes acoustiques que nous venons d'évoquer, si *f* est le taux de gaz résiduel, ρ le rapport de compression volumétrique, et si les conditions d'admission sont repérées par l'indice 1, le coefficient de remplissage est donné par :

$$C_r = (1 - f) \frac{\rho}{\rho - 1} \frac{r_a}{r_1} \frac{T_a}{T_1} \frac{P_1}{P_a} \quad (3.3.6)$$

En pratique, C_r vaut environ 0,80 - 0,85 pour un moteur à essence, et près de 0,9 pour un moteur diesel.

3.3.3.2 Détermination de la pression moyenne indiquée

Par ailleurs, en introduisant la richesse R et le rapport massique combustible/air RCA pour la combustion stœchiométrique, on peut écrire :

$m_c = m_a R RCA$, et la quantité de chaleur dégagée par la combustion est égale à :

$$Q_c = m_c PCI = R RCA PCI m_a$$

En pratique, pour les combustibles usuels, on a, tant pour les moteurs à essence que pour les diesel : $RCA PCI \approx \frac{42}{14} = 3 \text{ MJ/kg}$.

Le rendement indiqué η_i est égal au rapport du travail indiqué par cycle W_{ci} à Q_c :

$$\eta_i = \frac{W_{ci}}{RCA PCI R m_a} \quad (3.3.7)$$

En remplaçant m_a par sa valeur, on obtient pour W_{ci} :

$$W_{ci} = \eta_i C_r V_s RCA PCI R \frac{P_a}{r T_a} \quad (3.3.8)$$

Par définition de la PMI, on a : $PMI = \frac{W_{ci}}{V_s}$

$$PMI = \eta_i C_r RCA PCI R \frac{P_a}{r T_a} \quad (3.3.9)$$

3.3.3.3 Détermination expérimentale du rendement indiqué

Comme nous l'avons indiqué plus haut, l'écart entre les cycles réels et les cycles théoriques ne permet pas la détermination précise du rendement indiqué. Pour le connaître, il est nécessaire de procéder à des essais sur banc. On effectue alors un relevé de pression en fonction de l'angle de vilebrequin (figure 3.3.5). Connaissant les caractéristiques géométriques du moteur, on relie facilement la pression à la course du piston, ce qui fournit le cycle réel dans un diagramme (P, v) (figure 3.3.6). Le travail indiqué s'en déduit par simple intégration.

Pour caractériser l'écart entre les cycles théoriques et le cycle réel, on introduit, comme indiqué au paragraphe 3.2.3, le rendement de forme η_f , défini comme le rapport du rendement réel au rendement théorique.

En première approximation, on obtiendra un ordre de grandeur du rendement indiqué des moteurs automobiles courants en écrivant $\eta_i = \eta_f \cdot \eta_{th}$, η_{th} étant le rendement théorique du cycle de Beau de Rochas ou de Diesel.

$$\text{Pour les moteurs à essence, on retient : } \eta_i = 0,65 \left(1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \right) \quad (3.3.10)$$

$$\text{Pour les moteurs diesel : } \eta_i = 0,7 \left(1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \frac{\varepsilon^{\gamma}-1}{\varepsilon-1} \right) \quad (3.3.11)$$

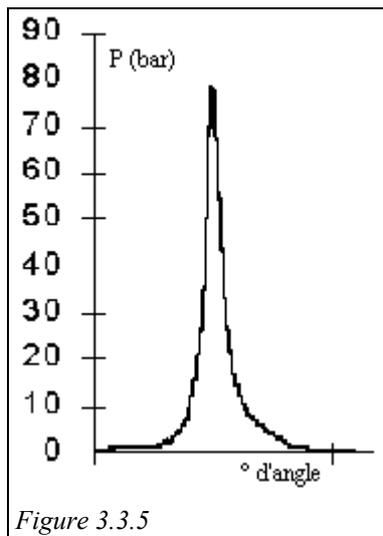


Figure 3.3.5

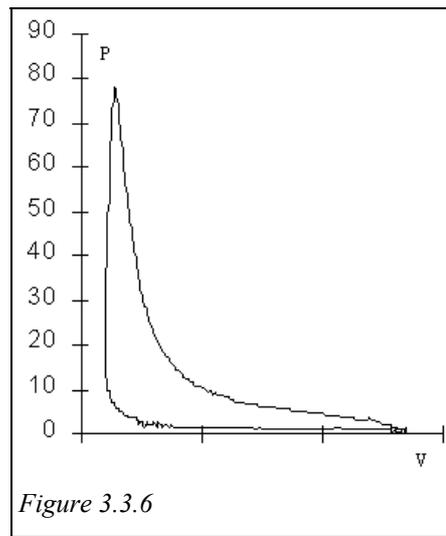


Figure 3.3.6

Avec ces hypothèses, on obtient comme ordre de grandeur pour les valeurs de la PMI :

- pour un moteur à essence ($\rho = 7$, $R = 1$, $C_r = 0,85$) PMI = 10,4 bars
- pour un moteur diesel ($\rho = 15$, $\varepsilon = 1,5$, $R = 0,65$, $C_r = 0,9$) PMI = 9 bars

Ces valeurs ne sont que très approximatives, les évolutions réelles étant beaucoup plus complexes.

3.3.4 PERFORMANCES EFFECTIVES, PME

Les performances indiquées sont représentatives du fonctionnement thermodynamique interne du moteur, mais ne prennent pas en compte certaines pertes, comme les pertes par pompage (ou balayage) nécessaires au renouvellement de la charge, ou les pertes mécaniques dues aux frottements et aux auxiliaires.

3.3.4.1 Pertes par pompage

Dans un moteur à quatre temps, le travail utile au cours d'un cycle est égal à la somme algébrique du travail moteur correspondant à l'évolution (4-1-2-3), et du travail récepteur correspondant au renouvellement de la charge (3-5-4), appelé travail de pompage (figure 3.3.7).

On a coutume de caractériser le travail de pompage par une pression moyenne de pompage PMP.

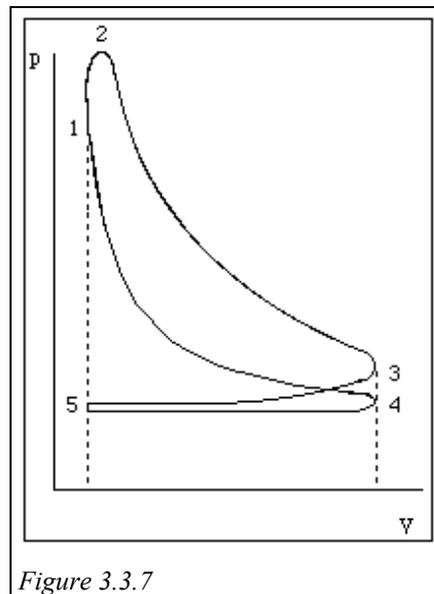


Figure 3.3.7

La valeur de PMP est directement liée aux pertes de charge à l'admission, qui sont, comme on l'a vu, proportionnelles au carré de la vitesse de rotation. Plus précisément, elles se décomposent en trois catégories :

- les pertes de charge dans les soupapes ;
- les pertes de charge dans les tubulures d'admission et d'échappement ;
- les effets inertiels des écoulements gazeux dans les tubulures d'admission.

Globalement, elles se traduisent par une loi parabolique du type :

$$PMP = K N^2$$

3.3.4.2 Pertes par frottement

Les pertes par frottement sont du type dissipatif, et donc liées à la vitesse du piston. Pour les caractériser, on introduit la pression moyenne de frottement PMF, qui peut être en première approximation considérée comme une fonction linéaire de la vitesse de rotation du moteur.

Pour un moteur à essence de série, elle vaut environ :

$$PMF = 0,7 + 1,75 \cdot 10^{-4} (N - 1000)$$

Pour un moteur Diesel, elle est légèrement plus élevée :

$$PMF = 0,8 + 6 \cdot 10^{-4} (N - 1000)$$

N étant exprimé en tours par minute, et PMF en bars.

Globalement donc, les performances du moteur sont données par :

$$PME = PMI - PMF - PMP$$

Les ordres de grandeur de PMF sont, comme le montrent les formules ci-dessus, voisins de 1 bar, tandis que PMP varie entre 0,1 et 0,4 bar environ, suivant la vitesse du moteur. L'analyse qui précède montre donc que le rendement mécanique η_m est loin d'être constant.

3.3.5 CONSOMMATION SPÉCIFIQUE D'UN MOTEUR

Pour caractériser les performances d'un moteur, on utilise fréquemment la notion de consommation spécifique. La consommation spécifique m_c s'exprime généralement en g/kWh. Elle représente la quantité de carburant qu'il faut brûler pour produire un kWh de puissance mécanique.

η étant le rendement global du moteur, il vient :

$$m_c = \frac{1}{\eta \text{ (PCI)}} \quad (3.3.12)$$

Par exemple, dans le cas de l'octane (PCI = 48000 kJ/kg = 13,33 kWh/kg), et pour un rendement égal à 0,3, on a :

$$m_c = \frac{1}{0,3 \cdot 13,33} = 250 \text{ g/kWh}$$

Comme les autres caractéristiques, m_c dépend de la vitesse de rotation du moteur.

En effet, on peut poser
$$m_c = \frac{m_{ci}}{\eta_m}$$

avec $m_{ci} = \frac{1}{\eta_i(\text{PCI})}$ consommation spécifique indiquée ou interne.

η_i est le rendement thermodynamique interne indépendant de la vitesse de rotation N , m_{ci} est constant, et on a :

$$m_c = \frac{K}{h_m} = K \frac{\text{PMI}}{\text{PME}} = K \frac{1}{1 - \frac{\text{PMF} + \text{PMP}}{\text{PMI}}} \quad (3.3.13)$$

Connaissant les lois d'évolution de PMI, PMF et PMP en fonction de la vitesse de rotation, il est possible de tracer l'évolution de la consommation spécifique (figure 3.3.8).

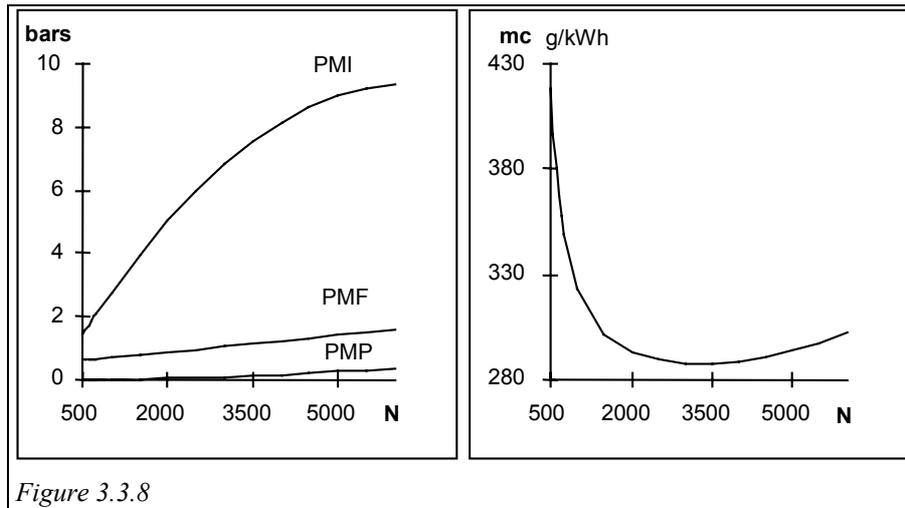


Figure 3.3.8

On voit qu'il existe une vitesse de rotation pour laquelle la consommation spécifique est minimale.

À vitesse constante, si l'on admet que les pertes par frottement et par pompage varient peu avec la charge, on obtient pour la consommation spécifique en fonction de PME une allure proche de l'hyperbole (figure 3.3.9).

On voit que la consommation spécifique tend vers l'infini lorsque $\text{PME} = \text{PMF} + \text{PMP}$, c'est-à-dire lorsque le moteur tourne au ralenti. Lorsque la pression moyenne devient

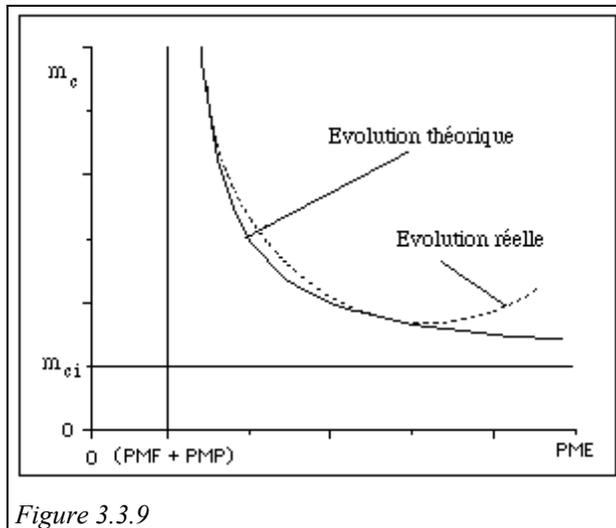


Figure 3.3.9

très faible et négative, c'est-à-dire lorsque le moteur est utilisé comme un frein, la consommation spécifique tend à se rapprocher de 0. C'est rigoureusement vrai en cycle diesel où on coupe l'injection de combustible, et approximativement vrai en cycle Beau de Rochas, où l'alimentation est étranglée à son maximum par le carburateur.

La consommation spécifique tend asymptotiquement vers sa valeur interne m_{ci} au fur et à mesure qu'augmente la PME. En effet, l'importance relative des pertes diminue de plus en plus.

Cette caractéristique $m_c = f(PME)$ n'est qu'approximativement conforme à la réalité, comme le montrent les figures 3.3.10 et 3.3.11 représentant les caractéristiques de moteurs à essence et Diesel : près de la pleine charge, on doit compter sur un relèvement sensible de la consommation spécifique, notamment dans le cas des moteurs à essence, pour les raisons évoquées plus haut.

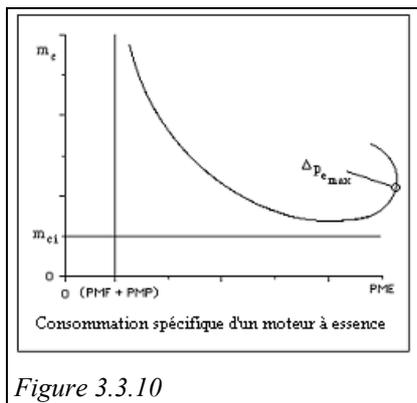


Figure 3.3.10

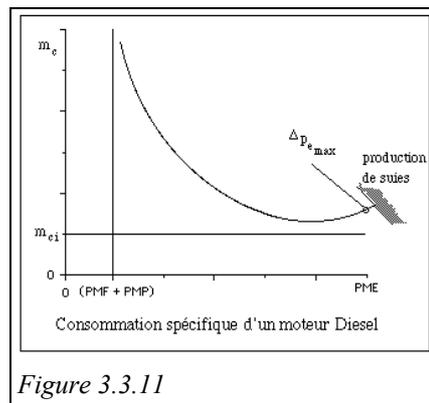


Figure 3.3.11

Les allures des caractéristiques présentées ci-dessus ne sont valables qu'à vitesse de rotation constante, cette dernière affectant le rendement interne et les frottements mécaniques.

La consommation spécifique varie en fonction de la vitesse, selon des caractéristiques qui dépendent de l'utilisation. Si, par exemple, il s'agit de traction terrestre, on fait apparaître plusieurs courbes $PME = f(N)$ en fonction de la pente du terrain. La boîte de vitesses a précisément pour rôle de maintenir autant que possible le point de fonctionnement du système dans la zone la plus favorable.

Les analyses des cycles théoriques et des performances globales des moteurs à piston nous ont permis d'identifier les principaux paramètres sur lesquels il est possible de jouer pour optimiser et contrôler leur fonctionnement. Une fois le rapport de compression et le combustible (et donc son PCI) choisis, les variables que l'on peut utiliser pour réguler le moteur sont essentiellement la chaleur fournie (débit de combustible) et la pression d'admission. Nous avons déjà signalé qu'une différence essentielle entre les moteurs à essence et diesel se situe précisément à ce niveau.

Pour aller plus loin il est nécessaire de séparer l'étude des moteurs à essence de celle des moteurs diesel, pour tenir compte de l'influence de la cinétique chimique de la combustion sur le fonctionnement et la conception de ces différents types de moteurs (sections 3.4 pour les moteurs à essence, et 3.5 pour les moteurs diesel).

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

Pour une richesse égale à 1, en supposant $T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, on trouve $T_{\text{im}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ pour l'hexane, $48 \text{ }^\circ\text{C}$ pour l'octane, et $122 \text{ }^\circ\text{C}$ 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 :

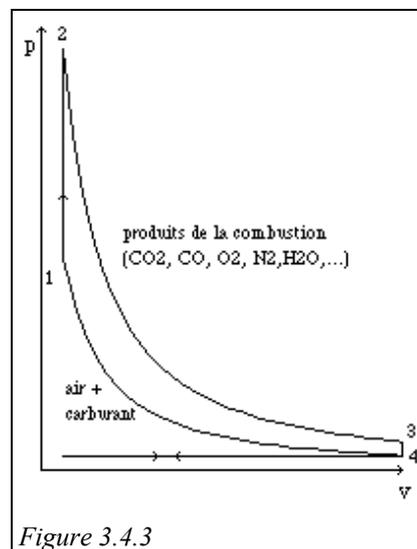


Figure 3.4.3

- le fluide technique n'est pas un gaz parfait. En réalité, il s'agit de deux fluides de compositions chimiques différentes (figure 3.4.3) : le mélange air/combustible pendant la phase de compression, et le mélange des produits de combustion pendant la phase de détente. Pour pousser plus loin la précision des calculs, il faut au moins adopter l'hypothèse des gaz idéaux, et calculer les propriétés thermodynamiques du fluide de travail en se basant sur la loi de Dalton et en tenant compte des variations des chaleurs massiques avec la température ;
- aux très hautes températures atteintes dans le cycle de Beau de Rochas, on constate que la dissociation moléculaire joue un rôle non négligeable. Dans ces conditions, l'état 2 ne peut être rigoureusement déterminé que par des itérations combinées sur la température et sur la composition des produits de la combustion.

La figure 3.4.4 montre que l'effet de la dissociation moléculaire est d'abaisser sensiblement la pointe de pression atteinte dans le cycle théorique, et, en revanche, d'augmenter la pression au point 3 du fait des recombinaisons moléculaires qui se produisent pendant la détente.

La dissociation moléculaire a aussi pour effet de faire légèrement baisser le rendement interne du cycle, avec un effet particulièrement sensible lorsque la température de combustion est très élevée, c'est-à-dire pour une richesse voisine de 1, ou un excès d'air voisin de 0.

Parmi les autres causes de déformation du cycle, il faut citer :

- la puissance de pompage, ou fraction de la puissance interne consommée pour assurer le renouvellement de la charge (pertes de charge à l'admission des gaz frais et à l'éjection des gaz brûlés) ;
- la loi $P(v)$ pendant la combustion, qui n'est pas rigoureusement assimilable à une isochore suivie d'une isobare, comme on le suppose dans le cycle mixte ;
- les actions de paroi qui font que la compression et la détente ne suivent pas rigoureusement des lois isentropiques.

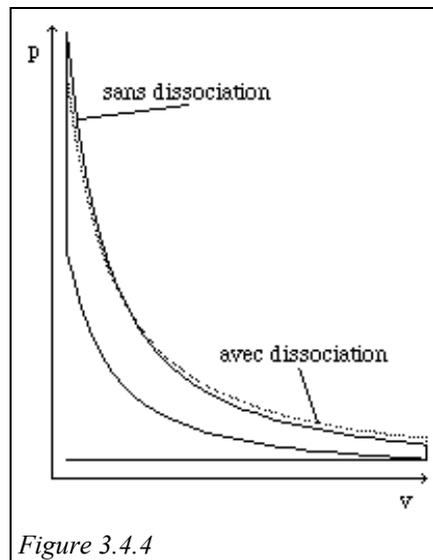


Figure 3.4.4

Ces trois causes font que le diagramme d'indicateur d'un moteur sur banc prend l'allure indiquée sur la figure 3.4.5.

Dans un moteur à essence, étant donné que la combustion n'est pas instantanée, il est nécessaire de déclencher l'allumage avant que le piston atteigne le PMH. C'est ce qu'on appelle l'avance à l'allumage, que l'on cherche à optimiser pour que la diminution de l'aire du diagramme soit la plus faible possible (zones A et B en grisé sur la figure 3.4.5).

Les pertes de charge à travers les soupapes d'admission et de refoulement obligent à consommer une puissance de pompage correspondant à une aire négative sur le diagramme (zone C en grisé). Pour minimiser les inconvénients de ces pertes, on est

conduit à effectuer un croisement des soupapes, c'est-à-dire ouvrir celles d'échappement avant que le piston n'ait atteint le PMB, et à fermer celles d'admission après qu'il a franchi le PMB.

Enfin, les parois du cylindre jouent un rôle de shunt thermique entre les parties haute et basse du diagramme, et viennent déformer les isentropes (2 - 3) et (4 - 1), réduisant la surface utile du diagramme.

Par ailleurs, le rendement global chute du fait du remplissage partiel du cylindre lors de la phase d'admission, ceci du fait de trois raisons principales : la présence résiduelle de fumées, le réchauffement de la charge au contact des parois chaudes, et les pertes de charge à l'admission.

En pratique, sauf si l'on a recours à des modèles bi- ou tridimensionnels très sophistiqués, qui supposent en particulier de se donner des lois de combustion prenant en compte la propagation de la flamme et les pertes aux parois, on ne peut guère pousser les calculs au-delà de la prise en compte des variations de la composition chimique du fluide technique et de la dissociation comme suggéré dans [Thelliez, 1999] (cf. section 3.2.4). Pour passer du rendement théorique interne ainsi défini au rendement réel du cycle, il faut introduire une correction empirique, le facteur de forme ou efficacité interne, rapport du rendement réel au rendement du cycle théorique.

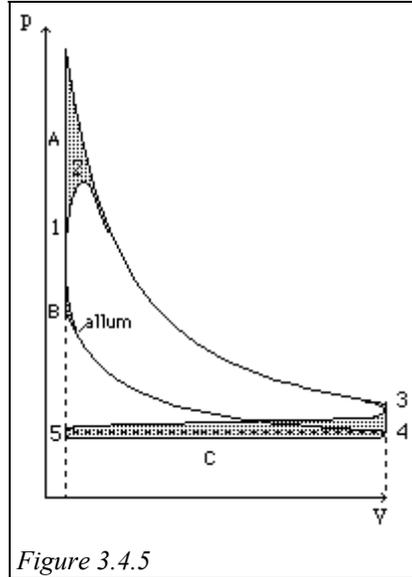


Figure 3.4.5

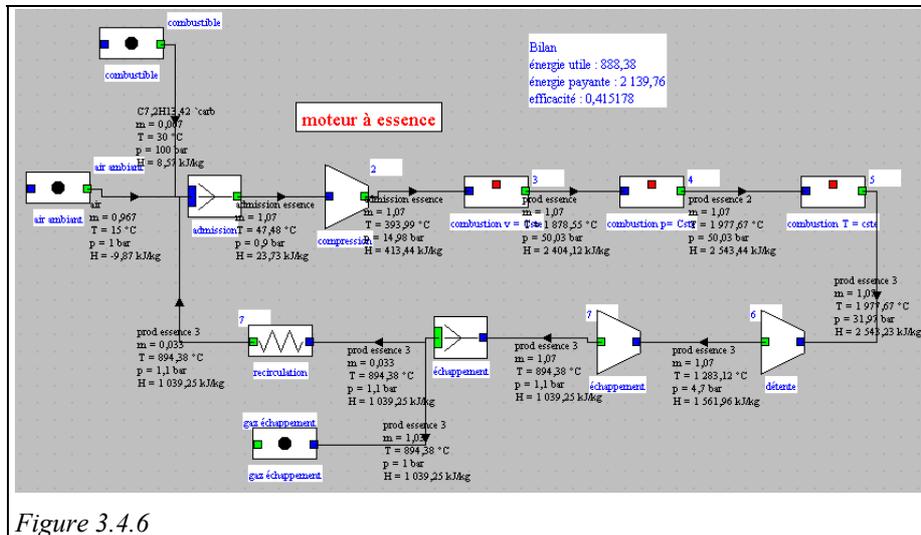


Figure 3.4.6

La figure 3.4.6 montre les résultats auxquels conduit une modélisation avec Thermoptim d'un moteur à essence à l'aide d'un cycle théorique associé du type introduit section 3.2.4 (exemple 3.4.1). Ce modèle est loin d'être précis, mais il

présente l'intérêt de prendre en compte de manière réaliste la combustion du mélange carburé, et de tenir compte de la variation de la capacité thermique spécifique en fonction de la composition du fluide technique et de la température.

Ce modèle appelle quelques commentaires :

- le mélange combustible est ici préparé une fois pour toutes dans le mélangeur "admission", qui a pour branches amont l'air ambiant, le combustible et une fraction de gaz recirculés qui proviennent de l'espace mort qui existe toujours dans le cylindre (ici 3,3 % en masse) ;
- la combustion du mélange est calculée en cochant la boîte "prémélangé" dans les écrans de combustion de Thermoptim (figure 3.4.7) ;
- elle se déroule en trois phases, comme proposé par M. Thelliez (section 3.2.4), la composition des gaz contenus dans le cylindre variant en conséquence ;
- 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 d'échappement.

Figure 3.4.7

3.4.4.2 Anomalies de combustion

La combustion dans les moteurs peut présenter diverses anomalies, comme par exemple le cliquetis, le pré-allumage et le réallumage.

Le cliquetis résulte d'une détonation qui provoque une augmentation brutale de pression dans les cylindres. À basse vitesse de rotation, il apparaît que le cliquetis est lié à l'indice d'octane RON, et à grande vitesse à l'indice MON complété par un terme caractéristique de la teneur en oléfines et du mode de craquage utilisé pour le raffinage.

Le pré-allumage est une auto-inflammation provoquée par un point chaud dans le cylindre, qui peut être constitué par les électrodes de la bougie si elles sont trop isolées thermiquement. Les points chauds résultent cependant généralement des dépôts formés sur la culasse ou le piston au cours de la combustion. Dans le cas où ces dépôts proviennent des cendres des huiles du moteur (sels peu fusibles de baryum et de calcium), ils peuvent provoquer des points chauds à plus de 1000 °C et dégénérer en un cliquetis aux conséquences catastrophiques pour le moteur (fusion du piston).

Le réallumage se caractérise par une aptitude du moteur à tourner lorsque le contact est coupé. C'est une auto-inflammation à basse température liée essentiellement à l'indice RON.

3.4.4.3 Performances des moteurs à essence

Le rendement thermique effectif des moteurs à essence est affaibli par rapport au rendement théorique par deux causes principales :

- en premier lieu, la chaleur perdue, tant par suite de la combustion incomplète que des actions de parois, réduit le travail fourni ;
- en second lieu, les pertes mécaniques absorbent une fraction du travail fourni

qui est variable, mais jamais inférieure à 12%, et beaucoup plus grande dans les moteurs de petite puissance.

Les pertes de rendement sont très variables d'un moteur à l'autre. La perte par combustion incomplète est beaucoup plus importante dans les moteurs à combustible liquide que dans ceux qui utilisent un combustible gazeux, du fait des problèmes de vaporisation incomplète évoqués plus haut. Des pertes s'échelonnant entre 5 et 20 % peuvent exister, suivant les régimes de fonctionnement.

La perte par actions de parois est d'autant plus élevée que les dimensions sont faibles, et la vitesse linéaire du piston réduite. À titre indicatif, l'eau de refroidissement évacue généralement entre 25 et 33 % du pouvoir calorifique du combustible.

Dans ces conditions, le rendement effectif des moteurs à essence ne dépasse jamais 32 %, et tombe à environ 25 % dans les moteurs de traction à essence de moyenne puissance.

3.4.5 PERSPECTIVES D'ÉVOLUTION DES MOTEURS À ESSENCE

3.4.5.1 Injection directe essence

À l'instar des développements réalisés pour les diesel, l'injection directe est en train de se développer pour les moteurs à essence, deux technologies étant en concurrence : les moteurs à mélange pauvre (lean burn) et à charge stratifiée, tels que ceux développés au Japon depuis 1997 par Mitsubishi et Toyota, et les moteurs stœchiométriques à forte recirculation des gaz d'échappement, qui correspondent au choix effectué par Renault, les premiers modèles ayant équipé des Mégane depuis 1999.

L'objectif n'est pas seulement ici d'optimiser les performances nominales du moteur, mais aussi de réduire les pertes à bas régime dues au pompage et qui proviennent de l'impossibilité, dans un moteur à essence classique, d'assurer une combustion stable en dessous du seuil d'inflammabilité du mélange comburant (ratio air/carburant voisin de 22/1, alors que la stœchiométrie est réalisée pour 14,6/1). L'idée est de contourner cette difficulté en réalisant, grâce à l'injecteur, un mélange hétérogène dans la chambre, mais de composition convenable à proximité de la bougie, la combustion se propageant ensuite au reste de la chambre.

Sans nul doute, la technologie japonaise est celle qui conduit aux gains de rendement les plus importants : 30 à 40 % de réduction de la consommation à bas régime, 25 % sur les cycles de tests japonais, alors que l'injection directe stœchiométrique ne permet pas de dépasser 15 à 20 % de baisse de consommation. Dans les deux cas, les pertes de pompage sont fortement diminuées grâce à une forte recirculation des gaz d'échappement (Exhaust Gas Recirculation EGR), qui permet, tout en réduisant les émissions de NO_x, de limiter la dépression causée par le papillon placé dans les tubulures d'admission (figure 3.4.8). Dans les deux cas aussi, le taux de compression peut être sensiblement augmenté sans risque de détonation (12,5 en mélange pauvre, 11,5 en stœchiométrique, contre 10,5 dans un moteur à injection multipoints).

Cependant, la technologie japonaise présente l'inconvénient d'être incompatible avec les catalyseurs trois voies actuellement disponibles. Dans ces conditions, même si les émissions de polluants sont très réduites par rapport à un moteur à essence sans post-traitement des gaz, elles sont très supérieures aux normes européennes. Ceci explique que Renault ait fait le choix de l'autre technologie, se réservant d'ailleurs la

possibilité de mettre en œuvre des moteurs à mélange pauvre quand les catalyseurs deNOx correspondants seront disponibles.

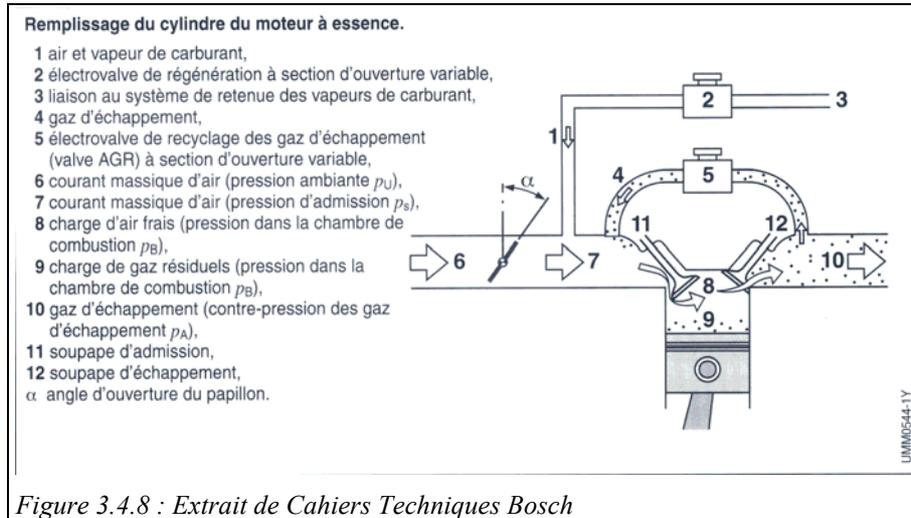


Figure 3.4.8 : Extrait de Cahiers Techniques Bosch

3.4.5.2 Moteurs à gaz

On assiste depuis plusieurs années au développement de moteurs diesel au gaz de puissances accrues, la gamme allant des diesel gaz rapides de quelques centaines de kW à des machines semi-rapides dont la capacité atteint 6 MW et devrait être portée à 10 MW prochainement. L'allumage peut être soit commandé par bougie comme dans un moteur à essence, soit effectué par injection pilote de fuel.

Les moteurs à allumage commandé utilisés dans des installations de cogénération travaillent généralement en mélange pauvre, à l'instar de ce qui est recherché dans les moteurs à injection directe d'essence japonais. Pour la production d'énergie, la combustion de mélange stœchiométrique conduit à une densité de puissance plus faible et à des émissions plus abondantes nécessitant une catalyse trois voies.

L'allumage est assuré par des bougies placées directement dans la chambre de combustion pour les petits moteurs jusqu'à 1 MW, et, pour les moteurs plus puissants, dans une préchambre dont la conception détermine le niveau des émissions et la température les limites de la puissance atteinte compte tenu des risques d'apparition du cliquetis dans la chambre principale.

Pour les moteurs à gaz les plus puissants, l'allumage est réalisé par injection pilote de fuel en quantité inférieure à 1 % de la consommation totale de gaz. Le fuel s'enflamme par effet diesel et dégage suffisamment d'énergie pour enflammer des mélanges air/gaz très pauvres.

Enfin, des progrès significatifs ont été réalisés en matière de commande des installations, afin de prendre en compte la composition des gaz et leur pouvoir calorifique, qui ne sont pas constants.

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

vaporise immédiatement et brûle dans l'air bien mieux que ne le permettaient les systèmes classiques.

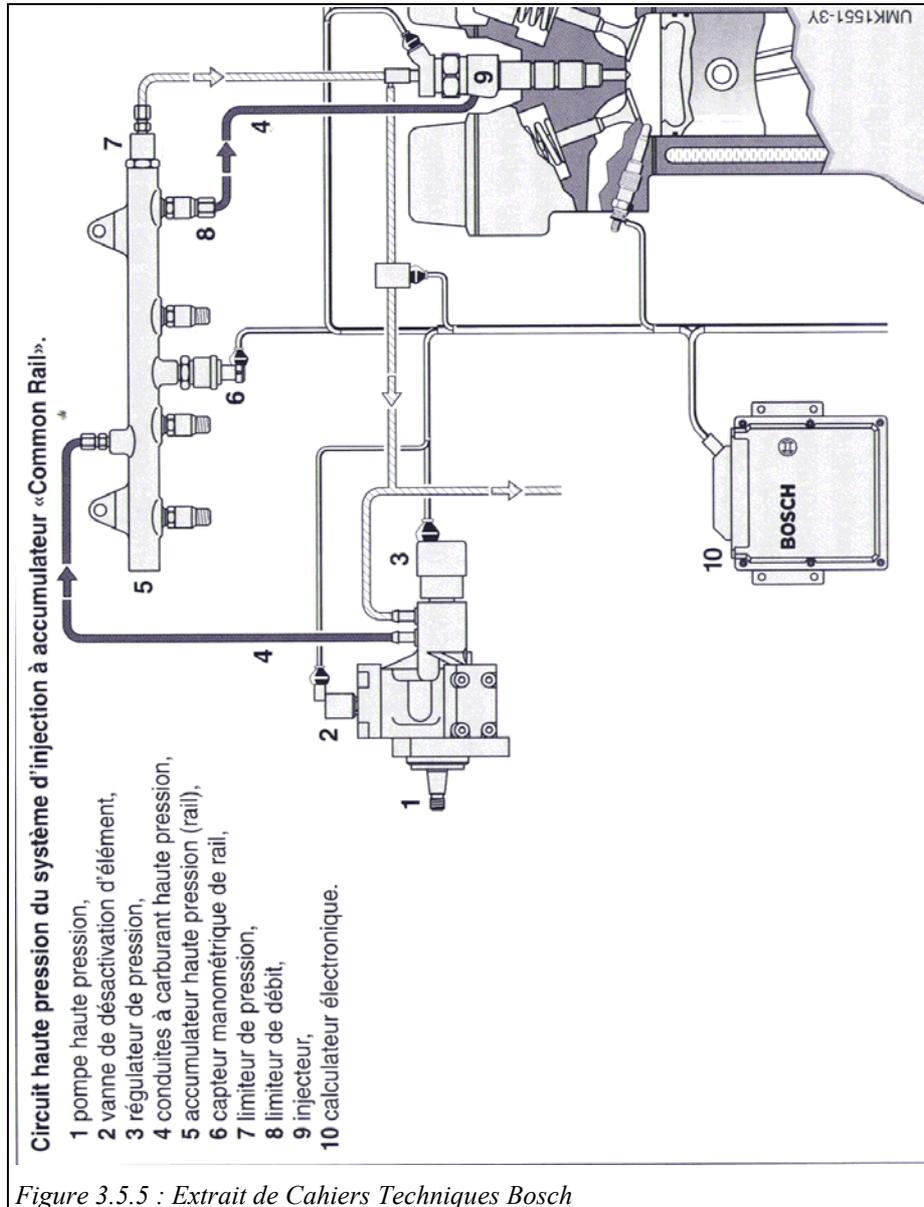


Figure 3.5.5 : Extrait de Cahiers Techniques Bosch

Les pompes d'injection classiques ne permettent de réaliser qu'une injection principale, de profil triangulaire : la pression et le débit varient sensiblement proportionnellement au cours de l'injection, alors qu'il serait souhaitable de les piloter séparément. Le Common Rail autorise quant à lui une injection séquentielle en trois phases permettant d'optimiser la combustion :

- une pré-injection dite injection pilote de 1 à 2 mm³ de carburant en quelques microsecondes avec une avance d'environ 20° d'angle, permettant une élévation

progressive de la température avant l'injection principale, afin d'obtenir une combustion plus silencieuse ;

- l'injection principale ;
- et une post-injection à 200° d'angle environ destinée à améliorer la catalyse de NOx lorsqu'elle est installée.

L'utilisation du Common Rail conduit aujourd'hui à des performances grandement améliorées pour le diesel. L'adoption de filtres à particules (micro-sphérules de carbone de diamètre voisin de 0,05 micron) devrait permettre dans les prochaines années de réduire les émissions de particules à la limite du mesurable. C'est dans cette technologie que le groupe PSA a le plus investi au cours des dernières années, son nouveau moteur HDI équipant déjà certaines de ses voitures comme la 607, et de nouveaux moteurs étant en chantier à la fois pour ses besoins propres et dans le cadre de son accord avec Ford. Les performances de ce moteur sont nettement améliorées par rapport à celles des moteurs à injection indirecte de la génération précédente :

- 20 % de réduction de consommation (et donc d'émissions de CO₂) ;
- une baisse de 40 % du CO, de 50 % des hydrocarbures imbrûlés et de 60 % des particules, à niveau de NOx constant ;
- des gains en agrément de conduite (plus de 50 % d'augmentation du couple à bas régime), bruit et vibrations réduits.

Ces progrès sont imputables pour partie à l'injection directe, et pour partie à l'allègement du moteur (12 % environ) et à la réduction des frottements internes (gains de consommation de 1,5 à 2 % à bas et moyen régime).

3.5.8.2 Évolution des gros moteurs diesel

Depuis le début des années 70, la consommation des moteurs diesel lourds a été réduite de 15 % et leur puissance augmentée de 35 %. Par ailleurs, pour développer la technologie des cycles combinés diesel (voir section 7.4), les constructeurs ont cherché à augmenter la température de fonctionnement des moteurs diesel. Les essais pour introduire les céramiques s'étant révélés infructueux, ils se sont tournés vers de nouveaux alliages, de nouvelles conceptions et de nouveaux modes de fabrication, comme l'utilisation du laser pour le traitement des surfaces. D'où une profonde transformation du cylindre : nouvelle couronne de piston non refroidie, bague anti-polissage isolante, soupapes et sièges de soupape beaucoup plus résistants, structure composite de la culasse... Le lecteur intéressé trouvera une bonne synthèse de ces développements dans [de Neef et alii, 1999]. Les coûts d'installation des moteurs diesel lourds s'échelonnent entre 300 et 350 Euros/kW.

3.6 DIMENSIONNEMENT DES MOTEURS ALTERNATIFS

Nous avons vu section 3.3 que la puissance indiquée fournie par un moteur et la PMI peuvent être définies par les relations (3.3.2) et (3.3.9), qui se réécrivent, en faisant apparaître la PME :

$$P_e = \text{PME} V_s \frac{N}{60} n_c i \quad (3.6.1)$$

$$\text{PME} = \eta_m \eta_i C_r \text{RCA} (\text{PCI}) R \frac{1}{V_a} \quad (3.6.2)$$

avec les notations précédentes :

- η_i rendement interne ;
- η_m rendement mécanique ;
- C_r coefficient de remplissage ;
- v_a volume massique de l'air à l'aspiration ;
- RCA ratio combustible/air stœchiométrique ;
- R richesse ;
- (PCI) pouvoir calorifique du combustible ;
- n_c nombre de cylindres ;
- N vitesse de rotation ;
- i intermittence (nombre de cycles par tour : 0,5 pour un 4 temps, 1 pour un 2 temps).

$$\text{Par ailleurs, } V_s = \frac{\pi D^2}{4} L$$

D étant le diamètre intérieur du cylindre, L la course des pistons.

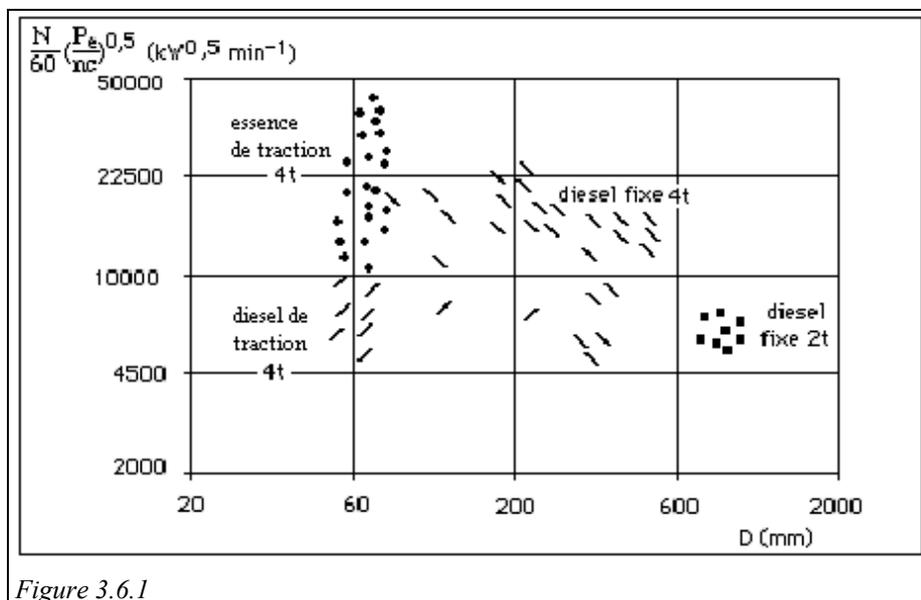


Figure 3.6.1

Si l'on introduit dans (3.6.1) l'allongement du cylindre $\frac{L}{D}$ ainsi que la vitesse moyenne des pistons $C_m = 2 L \frac{N}{60}$, on obtient :

$$V_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D}{L} \right)^2 60^3 \frac{C_m^3}{8 N^3} \text{ et } \frac{P_e}{n_c} = \frac{\pi}{32} \text{PME} \left(\frac{L}{D} \right)^{-2} 60^2 \frac{C_m^3}{N^2} i \quad (3.6.3)$$

C_m et L/D sont des grandeurs technologiques fondamentales dans la conception d'un moteur : C_m ne doit pas dépasser une certaine valeur (10 à 20 m/s), pour limiter les effets inertiels dus au mouvement alternatif du piston, et pour réduire l'usure au

niveau du contact entre les segments et la chemise du cylindre, tandis que L/D doit rester proche de l'unité pour que la forme de la chambre favorise la combustion.

On arrive ainsi à une loi de similitude applicable pour une très large gamme de fabrications :

$$N^* = \left(\frac{\pi}{32}\right)^{0,5} (PME)^{0,5} \left(\frac{L}{D}\right)^{-1} C_m^{1,5} i^{0,5} \quad (3.6.4)$$

avec $N^* = \frac{N}{60} \left(\frac{P_e}{n_c}\right)^{0,5}$ vitesse de rotation normalisée, c'est-à-dire ramenée à l'unité de puissance dans un cylindre.

La figure 3.6.1 donne un aperçu du domaine $N^* = f(D)$ couramment couvert dans divers types de moteurs.

En vue d'un dimensionnement sommaire, on peut recourir aux ordres de grandeur donnés dans le tableau 3.1.

TABLEAU 3.1

type de moteur	PME nominale (bars)	C_m (m/s)	L/D
Petit moteur de traction	6 - 12	8 - 17	1 - 1,2
Gros moteur 4 temps	5,5 - 7	6 - 7	1 - 1
idem avec suralimentation	9 - 20	5 - 10	1 - 1
Gros moteur 2 temps	9 - 11	5 - 10	1,5 - 2

3.7 SURALIMENTATION

3.7.1 GÉNÉRALITÉS

La suralimentation consiste à alimenter un moteur à une pression supérieure à la pression atmosphérique, à l'aide d'un compresseur auxiliaire. Elle a pour but principal d'accroître la pression moyenne indiquée PMI et ainsi d'abaisser l'encombrement et le poids du moteur.

En effet, la puissance du moteur est sensiblement proportionnelle au débit masse du fluide de travail qui le traverse. Dans un moteur à piston, le débit volume est, pour une vitesse de rotation donnée, défini par la conception géométrique. Pour augmenter la puissance, il suffit

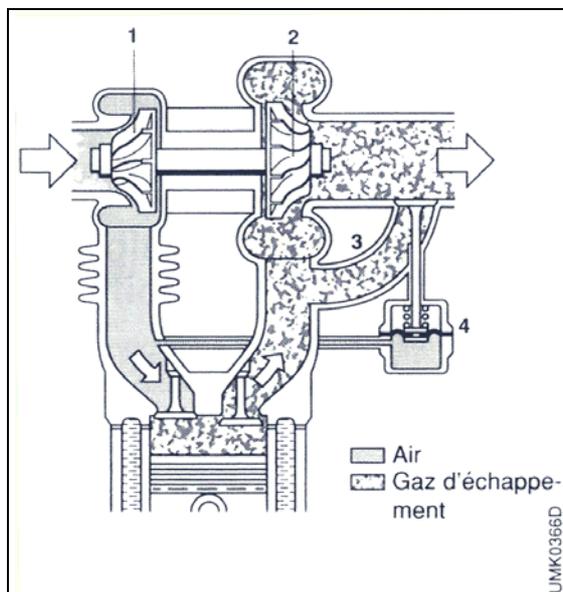


Figure 3.7.1: Extrait de Cahiers Techniques Bosch

donc de réduire le volume spécifique du fluide technique, ce que fait précisément la suralimentation.

En d'autres termes, et pour se rapporter aux analyses précédentes, la suralimentation permet de porter le coefficient de remplissage C_r à des valeurs supérieures à l'unité, alors qu'il est naturellement limité à des valeurs comprises entre 0,8 et 0,9 (cf. section 3.3.3.1).

À l'origine, la suralimentation a été développée pour l'aviation, afin de compenser la perte de puissance en altitude liée à la faible pression de l'air ambiant. Depuis, elle s'est beaucoup répandue, notamment dans les moteurs diesel, où elle est souvent assurée par un turbocompresseur autonome actionné par les gaz d'échappement, du type de ceux présentés figures 3.7.1 et 3.7.2.

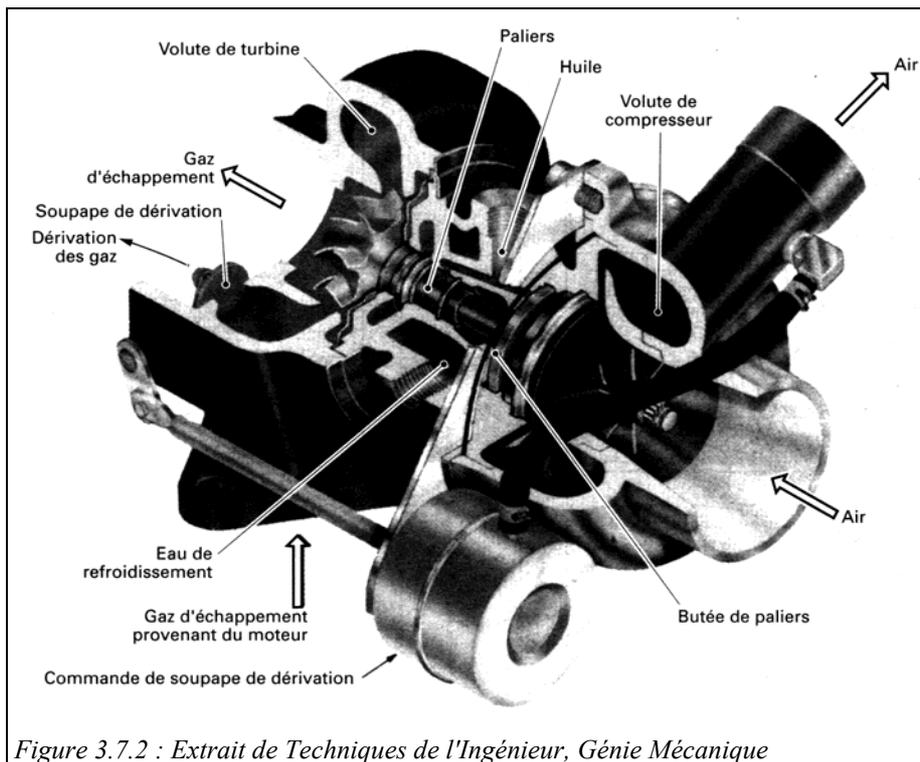


Figure 3.7.2 : Extrait de *Techniques de l'Ingénieur, Génie Mécanique*

Ce mode de suralimentation présente en effet de nombreux avantages : on dispose un ensemble turbine/compresseur monté entre les collecteurs d'admission et d'échappement du moteur. La turbine (2 sur la figure 3.2.1) et le compresseur (1) sont accouplés et forment un groupe complètement indépendant, sans liaison ni avec le moteur principal, ni avec un récepteur quelconque, de telle sorte que d'une part le travail moteur de la turbine équilibre automatiquement le travail résistant du compresseur, et d'autre part la vitesse du groupe peut être réglée à volonté, indépendamment de celle du moteur.

3.7.2 PRINCIPES DE BASE

En fin de phase de détente, les soupapes d'échappement sont ouvertes plus tôt que dans un moteur atmosphérique, et servent à entraîner une turbine directement

couplée à un compresseur, généralement centrifuge, placé entre le filtre à air et le collecteur d'admission. Un refroidisseur intermédiaire éventuel permet d'éviter que le bénéfice dû à l'augmentation de la pression ne soit perdu du fait de l'accroissement de la température.

Le cycle est modifié comme le montre la figure 3.7.3. Le travail du moteur, égal au travail net, puisque le groupe est mécaniquement indépendant, est ainsi augmenté du travail produit pendant les courses d'admission et de détente, de valeur $(P_s - P_e)(v_s - v_1)$, et la pression moyenne est relevée de $(P_s - P_e)$.

On appelle coefficient de suralimentation s le rapport du volume spécifique v_a de l'air aux conditions de référence (P_a, T_a) , à celui de l'air dans le collecteur d'admission v_s .

$$s = \frac{v_a}{v_s} = \frac{P_s T_a}{P_a T_s}$$

Si on affecte d'un indice 0 les grandeurs relatives au moteur atmosphérique (non suralimenté), on obtient pour le moteur suralimenté :

$$C_r = s C_{r0} \quad \text{PMI} = s \text{PMI}_0$$

Le coefficient de suralimentation s est naturellement inférieur au rapport de compression réalisé par le dispositif de suralimentation, en particulier s'il ne comprend pas de refroidisseur intermédiaire.

Pour les moteurs d'automobiles à essence ou diesel, les coefficients de suralimentation prennent des valeurs comprises entre 1,2 et 1,8 environ. Ils dépassent 2 pour les moteurs diesel de camion, et peuvent atteindre jusqu'à 4 pour de gros moteurs diesel fortement suralimentés.

3.7.3 CONDITIONS D'AUTONOMIE D'UN TURBOCOMPRESSEUR

Pour que le turbocompresseur puisse fonctionner, il faut bien évidemment que la puissance consommée par le compresseur τ_c soit égale à celle délivrée par la turbine τ_t . Avec les hypothèses et notations de la section 2.1.4.2, il vient :

$$\tau_c = \frac{1}{\eta_c} \dot{m}_c c_{pa} T_a \left(\left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{(\gamma_a - 1)/\gamma_a} - 1 \right)$$

$$\tau_t = \eta_t \dot{m}_t c_{pg} T_g \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_{et}} \right)^{(\gamma_g - 1)/\gamma_g} \right)$$

$$\tau_t = \tau_c$$

$$\left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{(\gamma_a - 1)/\gamma_a} - 1 = \eta_c \eta_t \frac{\dot{m}_t c_{pg}}{\dot{m}_c c_{pa}} \theta \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_{et}} \right)^{(\gamma_g - 1)/\gamma_g} \right) \quad (3.7.1)$$

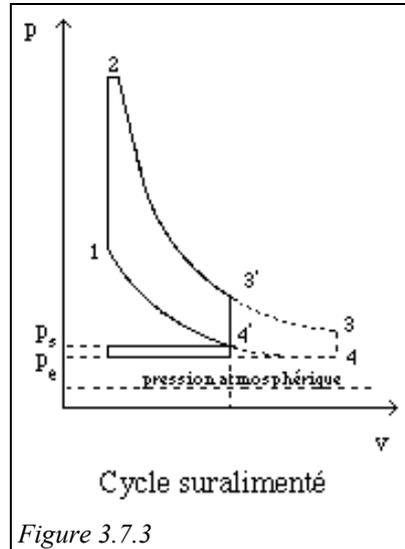


Figure 3.7.3

$\eta_c \eta_t$ est le rendement global du turbocompresseur, généralement voisin de 0,4 à 0,5.

θ est le rapport des températures absolues entre l'entrée de la turbine et l'entrée du compresseur.

La relation (3.7.1) permet d'étudier l'influence des conditions d'entrée dans le compresseur et de sortie de la turbine sur les performances globales. À titre d'exemple, pour une température des gaz d'échappement de 500 °C, il est nécessaire d'obtenir un rapport de compression voisin de 2.

En pratique, il faut de surcroît tenir compte de phénomènes parasites qui n'ont pas été pris en compte dans cette analyse sommaire, comme :

- les pertes de charge à l'admission (filtre, tubulures), de l'ordre de 0,15 bar ;
- les pertes de charge à l'échappement (pot classique $\approx 0,3$ bar, pot catalytique $\approx 0,6$ bar) ;
- les écoulements pulsés dans les collecteurs d'admission et d'échappement, liés à la fréquence d'ouverture des soupapes ;
- les effets inertiels dus aux variations de régime du moteur.

3.7.4 ADAPTATION DU TURBOCOMPRESSEUR AU MOTEUR

Comme le groupe turbine/compresseur est totalement indépendant du moteur, on peut opter pour des machines tournant à vitesse très élevée et donc d'excellent rendement. De plus, l'installation est très souple et le taux de suralimentation peut être régulé dans une large plage, comme expliqué ci-dessous.

Le groupe turbocompresseur ressemble à un générateur de gaz du type de ceux que nous avons étudiés section 2.1.6.2, où la chambre de combustion serait remplacée par le moteur. Pour étudier son fonctionnement à régime non nominal, on peut donc, dans une très large mesure, s'inspirer des analyses faites au paragraphe 2.1.6.1 pour la turbine à gaz à un seul arbre.

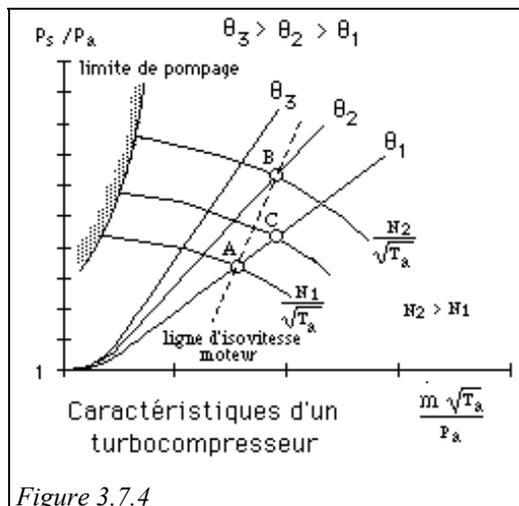
Il est ainsi possible d'obtenir les caractéristiques du turbocompresseur complet en superposant celles du compresseur et de la turbine (figure 3.7.4).

À vitesse constante du moteur, et à charge variable :

Une augmentation de la charge se traduit par une augmentation de la consommation de carburant, et, corrélativement, de la température T_{et} des gaz d'échappement et du débit d'air d'admission (à richesse constante).

Il en résulte une augmentation de θ et de $\dot{m}_c \frac{\sqrt{T}}{P_a}$.

Le point de fonctionnement passe donc de A en B (sur la ligne en tirets sur le graphique de la figure 3.7.4), ce qui se traduit par une



accélération de la vitesse de rotation du groupe.

Dans ces conditions, le rapport de compression augmente, et donc le coefficient de suralimentation s . Le groupe turbocompresseur s'adapte donc naturellement à la charge du moteur, ce qui est un avantage tout à fait significatif, qui constitue l'un des intérêts majeurs de ce dispositif.

À vitesse variable du moteur, et à charge constante :

À charge constante, on peut considérer en première approximation que la température T_{et} des gaz d'échappement reste constante. Une augmentation de la vitesse de rotation du moteur se traduit simplement par une augmentation du débit d'air d'admission. θ reste donc constant, tandis que $\dot{m}_c \frac{\sqrt{T}}{P_a}$ augmente. Le point de fonctionnement se déplace de A en C, le long de la caractéristique de la turbine $\theta = \theta_1$.

Ici aussi, le rapport de compression augmente, et donc le coefficient de suralimentation s , ce qui a pour effet d'augmenter le couple moteur. À haut régime donc, le couple a tendance à augmenter, alors qu'il chute dans un moteur atmosphérique.

Toutefois ces considérations ne permettent pas de régler tous les problèmes d'adaptation des turbocompresseurs aux variations de vitesse et de charge du moteur. En effet, l'apport de la suralimentation est tellement intéressant que l'utilisateur souhaite pouvoir en disposer dès les bas régimes ($N \approx 2000$ tr/mn) pour que le couple moteur soit plus important, c'est-à-dire pour un débit de gaz relativement faible. Dimensionné pour fonctionner correctement dans ces conditions, le turbocompresseur est trop petit pour le débit des gaz à haut régime. Il est donc nécessaire de prévoir soit un système de by-pass qui dérive une partie du flux des gaz d'échappement, comme représenté sur la figure 3.7.1 (3 et 4), soit une turbine à aubages réglables.

3.7.5 CONCLUSIONS SUR LA SURALIMENTATION

La suralimentation réduit notablement en valeur relative les pertes spécifiques du moteur principal, ce qui fait que le rendement effectif peut être accru de près de 10 %. En effet, les déperditions de chaleur diminuent, parce que les coefficients d'échange croissent moins vite que la densité, et les pertes mécaniques sont également abaissées du fait de la réduction du volume balayé.

Toutefois, l'intérêt principal de la suralimentation réside souvent dans la réduction du prix de revient liée à l'augmentation de la pression moyenne.

Il importe de noter que les avantages de la suralimentation sont moindres pour les moteurs à essence que pour les moteurs diesel, sauf application particulière comme l'aviation ou la compétition. En effet, nous avons vu que l'une des contraintes les plus limitantes pour ces moteurs est la condition de non-détonation, qui vient majorer le taux de compression volumique. Cette condition reste nécessaire dans les moteurs à essence suralimentés, dont le taux de compression doit généralement être réduit, ce qui a pour effet de baisser le rendement interne du moteur. La suralimentation ne se justifie alors que si, pour un poids et un encombrement donné, le gain de puissance est une nécessité impérative.