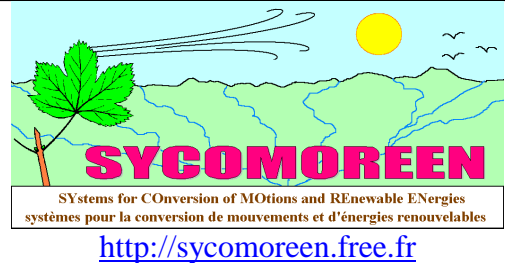


Approche thermodynamique des rendements des moteurs à allumage commandé (essence) et des moteurs à allumage spontané (Diesel)



Généralités

Les moteurs Diesel ou essence sont des moteurs 4 temps à *combustion interne* : ce terme signifie que la source de chaleur du moteur est une *source fictive* (la source froide étant l'atmosphère) : la chaleur provient de la combustion du carburant qui brûle au sein du moteur (le gasoil ou l'essence « Super »). Les différences principales du moteur Diesel par rapport au moteur à essence sont :

- Un fort taux de compression destiné à améliorer le rendement.
- Une injection de carburant une fois l'air comprimé, on évite donc le phénomène d'autoallumage avant le point mort haut du moteur essence qui provoque des cognements (aussi appelée cliquetis ou détonation).
- L'échauffement isobare des gaz frais alors qu'il est isochore dans le cas des moteurs essence.

Ces 2 types de moteurs ont présenté et présentent de nos jours des avantages et des inconvénients (Cf. Tableau comparatif « D'hier à aujourd'hui »). *Nous souhaitons ici déterminer leur rendement thermodynamique et évaluer ainsi la puissance qu'ils peuvent fournir en fonction de leur cylindrée et des caractéristiques chimiques du carburant. Nous tenterons également de repérer des grandeurs caractéristiques intervenant dans l'expression du rendement et de dégager des ordres de grandeur relativement précis.*

Hypothèses d'étude pour modéliser les cycles

- Les transformations thermodynamiques sont réversibles, c'est à dire qu'il n'y a pas de dégradation d'énergie en pertes thermiques par frottements au cours d'une transformation.
- On ne tient pas compte des étapes d'admission et d'échappement en supposant qu'elles se compensent.
- Le fluide est assimilé à un gaz parfait de n moles ($n = \text{cte}$) : ce n'est pas vrai en toute rigueur (injection de carburant) ; cependant, 80% de l'air admis est du diazote qui réagit très peu.
- On suppose que le fluide ne subit aucune évolution chimique et que la chaleur Q qui lui est fournie provient d'une source de chaleur fictive, qui se trouve être en réalité une réaction exothermique de combustion dioxygène/carburant.
- Le coefficient de Mayer $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ sera fixé à $7/5=1,4$ en considérant le fluide comme un gaz parfait « globalement » diatomique, puisque 95 % des molécules gazeuses qui le composent sont diatomiques (O_2 et N_2).

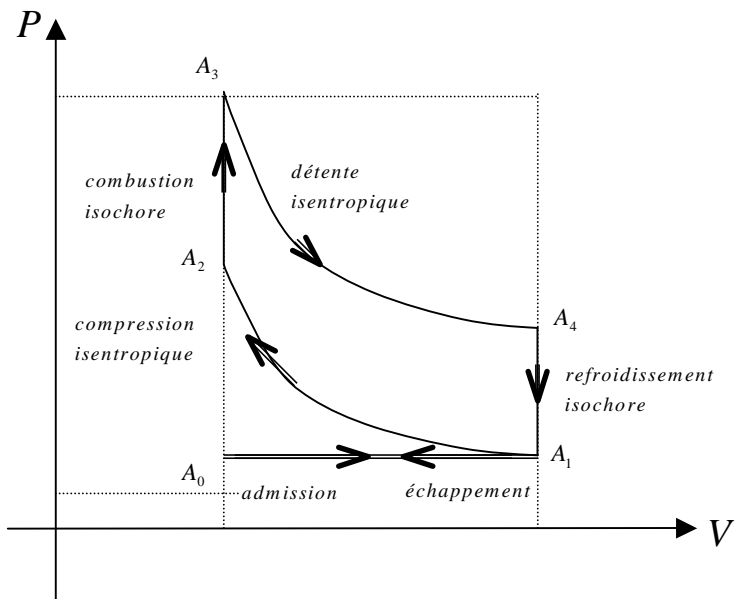
On rappelle ici la convention thermodynamique usuelle : toute quantité reçue par le système {fluide contenu dans le cylindre} est comptée *positivement* et toute quantité cédée par le système est comptée *négativement*. Le fluide est considéré comme un système thermodynamique *fermé* ne pouvant échanger que du travail mécanique ou de la chaleur.

Les sigles suivants seront utilisés :

- PMB point mort bas (volume maximal de la chambre de combustion)
- PMH : point mort haut (volume minimal de la chambre de combustion)

Les moteurs à allumage commandé exploitent le cycle de Beau de Rochas qui se décompose en 4 opérations successives :

1. Compression isentropique de A₁ à A₂ (phase de montée du piston du PMB au PMH).
2. Echauffement *isochore* de A₂ à A₃ dû au dégagement de chaleur de la combustion (piston quasi-stationnaire au PMH pendant la durée de combustion).
3. Détente isentropique de A₃ à A₄ (phase de descente du piston du PMH au PMB)
4. Refroidissement isochore de A₄ à A₁ sous l'action de la source froide (atmosphère) qui refroidit le piston et le cylindre, et donc les gaz brûlés.



On notera (P_i, V_i, T_i) l'état thermodynamique du gaz contenu dans le cylindre au point A_i. Le cycle est décrit dans le sens des aiguilles d'une montre, il est donc moteur (W < 0). La quantité de chaleur apportée au moteur est Q₂₃ > 0. Nous définirons donc le rendement, grandeur positive, par :

$$\eta = \frac{\text{travail mécanique fourni}}{\text{chaleur apportée}} = \frac{-W}{Q_{23}}$$

Le fluide subit un cycle ; l'application du 1^{er} principe de la thermodynamique donne donc $W + Q_{23} + Q_{41} = \Delta U = 0$ (il n'y a pas d'échanges thermiques sur les isentropiques qui sont des transformations *adiabatiques* et réversibles. On a donc $\eta = \frac{Q_{23} + Q_{41}}{Q_{23}} = 1 + \frac{Q_{41}}{Q_{23}}$.

Or, sur les isochores, nous avons, en désignant par C_v la capacité thermique du fluide à volume constant, supposée indépendante de la température :

$$Q_{41} = C_v (T_1 - T_4) \text{ et } Q_{23} = C_v (T_3 - T_2)$$

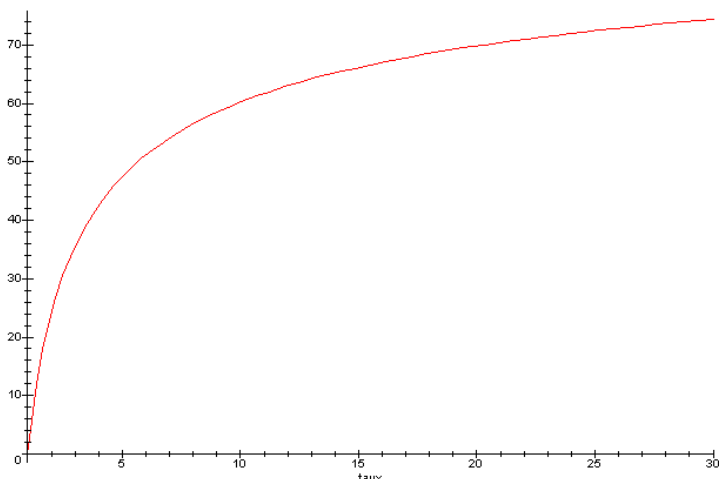
De plus, sur les isentropiques, la loi de Laplace $TV^{\gamma-1} = cte$ nous donne :

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \text{ et } T_3 V_3^{\gamma-1} = T_4 V_4^{\gamma-1}$$

Soit en introduisant le taux de compression $\tau = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$: $T_2 = T_1 \times \tau^{\gamma-1}$ et $T_3 = T_4 \times \tau^{\gamma-1}$.

$$\text{Il vient donc : } \eta = 1 + \frac{Q_{41}}{Q_{23}} = 1 + \frac{C_v (T_1 - T_4)}{C_v (T_3 - T_2)} = 1 + \frac{(T_1 - T_4)}{(T_4 \times \tau^{\gamma-1} - T_1 \times \tau^{\gamma-1})} = 1 + \frac{(T_1 - T_4)}{\tau^{\gamma-1} (T_4 - T_1)}$$

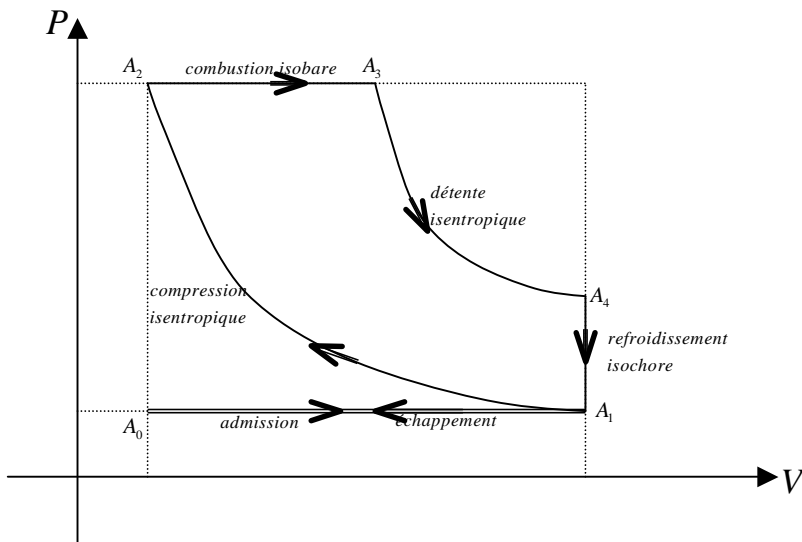
rendement thermodynamique (en %) d'un moteur essence en fonction du taux de compression



Et finalement $\eta = 1 - \tau^{1-\gamma}$

Les moteurs à allumage spontané utilisent le cycle de Diesel qui se déroule en 4 étapes successives :

1. Compression isentropique de A₁ à A₂ (phase de montée du piston du PMB au PMH).
2. Echauffement *isobare* de A₂ à A₃ dû au dégagement de chaleur de la combustion (piston amorçant sa descente vers le PMB avec injection progressive de carburant).
3. Détente isentropique de A₃ à A₄ (phase de descente du piston jusqu'au PMB *après* la fin de l'injection de carburant).
4. Refroidissement isochore de A₄ à A₁ sous l'action de la source froide (atmosphère) qui refroidit le piston et le cylindre, et donc les gaz brûlés.



De façon analogue au moteur essence, le rendement vaut : $\eta = \frac{-W}{Q_{23}} = \frac{-(Q_{23} + Q_{41})}{-Q_{23}} = 1 + \frac{Q_{41}}{Q_{23}}$

On a sur l'isobare A₂A₃, en désignant par C_p la capacité thermique du fluide à pression constante, supposée indépendante de la température : $Q_{23} = C_p (T_3 - T_2)$

Et sur l'isochore A₄A₁, en désignant par C_v la capacité thermique du fluide à volume constant, supposée indépendante de la température : $Q_{41} = C_v (T_1 - T_4)$.

$$\text{Ainsi, } \eta = 1 + \frac{Q_{41}}{Q_{23}} = 1 + \frac{C_v (T_1 - T_4)}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

On écrit les lois de Laplace sur les 2 isentropiques :

$$T_4 V_4^{\gamma-1} = T_3 V_3^{\gamma-1} \Rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} \quad \text{et} \quad T_1 = T_2 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} \quad \text{On pose de plus : } \alpha = \frac{V_1}{V_2} \quad \text{et} \quad \beta = \frac{V_1}{V_3}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_3 \beta^{1-\gamma} - T_2 \alpha^{1-\gamma}}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\frac{T_3}{T_2} \beta^{1-\gamma} - \alpha^{1-\gamma}}{\frac{T_3}{T_2} - 1}$$

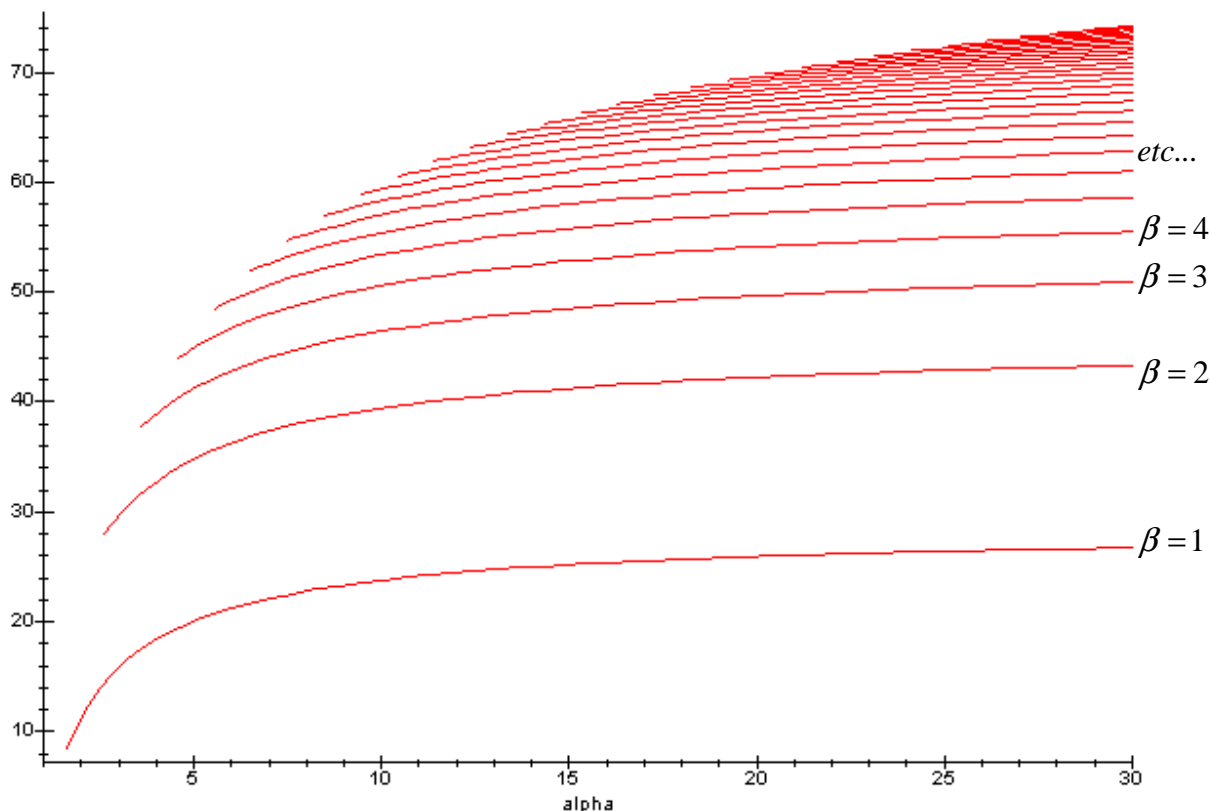
Il faut maintenant appliquer la loi du GP sur la combustion isobare 2→3, par conservation de la matière :

$$n = \frac{P_2 V_2}{RT_2} = \frac{P_3 V_3}{RT_3} \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = \frac{\alpha}{\beta} \quad \text{donc} \quad \eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\frac{T_3}{T_2} \beta^{1-\gamma} - \alpha^{1-\gamma}}{\frac{T_3}{T_2} - 1} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\frac{\alpha}{\beta} \beta^{1-\gamma} - \alpha^{1-\gamma}}{\frac{\alpha}{\beta} - 1}$$

Et finalement, $\eta = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\beta^{-\gamma} - \alpha^{-\gamma}}{\beta^{-1} - \alpha^{-1}}$

N.B. : α est le rapport volumétrique du moteur Diesel (ou taux de compression) et nécessairement $\alpha > \beta$

rendement thermodynamique (en%) d'un moteur Diesel en fonction du taux de compression



Applications numériques pour des moteurs modernes

Les taux de compression des moteurs essence ont progressivement augmenté, passant de 6 ou 7 à 9 ou 10 actuellement.

Rendement thermodynamique du moteur à essence avec un taux de compression de 9 à 10 :

$$\eta = 1 - 10^{1-1.4} \approx 60\%$$

Les Diesel, dès le départ, ont eu des taux de compression supérieurs à 10. Ils vont jusqu'à 20 actuellement, la moyenne se situant entre 14 et 16. Il est à noter que β ne peut pas être nettement plus petit que α car la durée d'injection est courte (de l'ordre de 10° vilebrequin). En général, $\beta \approx \frac{3}{4} \alpha$. On remarquera que ceci n'est pas gênant car plus β est grand, plus le rendement augmente.

Rendement thermodynamique du moteur Diesel avec un taux de compression de 16 :

$$\alpha = 16, \beta = 12, \gamma = 1.4, \eta = 1 - \frac{1}{1.4} \frac{12^{-1.4} - 16^{-1.4}}{12^{-1} - 16^{-1}} \approx 65\%$$

On retrouve le fait que le rendement des moteurs Diesel soit légèrement supérieur. La différence n'est pas très importante du point de vue thermodynamique, mais d'un point de vue technique, les Diesel se prêtent mieux à la suralimentation, ce qui permet d'accroître leur rendement réel alors que les moteurs essence atmosphérique ont un rendement réel qui dépasse rarement 30 %.

Remarques :

- Les rendements thermodynamiques ne sont que des rendements théoriques à partir de modèles...
 - o Des contraintes techniques font que les cycles sont plus complexes et que l'aire du cycle moteur est diminuée.
 - o Il existe des pertes de chaleur (les adiabatiques n'en sont pas en réalité) à travers les parois du cylindre.
 - o Des phénomènes d'irréversibilité lors des compressions et des détente abaissent le rendement : frottements mécaniques, échauffement des gaz par viscosité, barbotage dans l'huile de certaines pièces... Il est de l'ordre de 30% sur des Diesel atmosphériques et peut monter jusqu'à 40 à 50% sur des Diesel turbocompressés stationnaires.
 - o Une partie de la puissance mécanique du moteur est utilisée par les accessoires indispensables à son fonctionnement : alternateur, pompes, arbres à cames... Le rendement $\frac{\text{puissance sur l'arbre moteur}}{\text{puissance calorifique utilisée}}$ est donc légèrement plus bas que les rendements précédents.
- Les rendements calculés donnent toutefois un ordre de grandeur du rendement moteur, et mieux encore, mettent en évidence les paramètres qui l'influencent significativement : il s'agit dans les 2 cas du taux de compression qu'il faut favoriser. Toutefois, les forts taux de compression posent des problèmes :
 - o Détonation du mélange avant l'étincelle pour les moteurs essence, néfaste pour le moteur. L'augmentation de l'indice d'octane du carburant, coûteuse, ne peut que limiter le phénomène et en aucun cas l'empêcher. On voit ici l'intérêt de cycle Diesel qui n'injecte le carburant qu'une fois les gaz comprimés.
 - o Conception plus lourde du bloc-moteur devant résister à des contraintes thermomécaniques plus dures, ce qui freina longtemps l'implantation des moteurs Diesel sur les automobiles.

Calcul de la puissance d'un moteur

Pour calculer la puissance d'un moteur, nous avons besoin de 3 données :

- Son rendement, que nous prendrons égal à un rendement réel de 35%.
- La cylindrée du moteur, c'est à dire le volume d'air frais qu'il aspire par cycle en supposant un taux de remplissage de 100%.
- Les caractéristiques du carburant utilisé, en particulier :
 - o Son pouvoir calorifique inférieur P_{Ci} : c'est la chaleur libérée par la combustion complète de 1 kg de carburant.
 - o Son pouvoir comburivore P_{Co} : c'est la masse d'air en kg nécessaire pour brûler complètement 1 kg de carburant.

On se placera dans le cas d'un moteur essence à injection directe non suralimenté d'une cylindrée de 1L. Il aspire de l'air dans les conditions normales de température et de pression, mais cet air se dilate légèrement par réchauffement sur les parois du cylindre : ainsi, en supposant qu'une mole d'air occupe

dans le cylindre à l'issue de l'admission 25 L, la quantité d'air aspirée vaut $n = \frac{1L}{25L.mol^{-1}} = 0,04 \text{ mol}$.

On choisit comme carburant de *l'essence à octane 75* (voisine des supercarburants actuels, qui ont des indices d'octane supérieurs pour limiter le cliquetis dans le cas de moteurs à carburateur ou à injections dans les tubulures d'admission) :

$$P_{Ci} = 44\,918 \text{ kJ / kg} = 44\,918 \text{ J / g}$$

$$P_{Co} = 15.07 \text{ kg d'air / kg de carburant}$$

source : P. Arquès, *Conception et Construction des moteurs alternatifs*, chap. II.2. Aérosols collection Technosup, éditions Ellipses

L'air aspiré est assimilé à un mélange idéal de 80% de N_2 et 20% d' O_2 . La masse molaire équivalente est, sachant que $M_{O_2} = 32 \text{ g/mol}$ et $M_{N_2} = 28 \text{ g/mol}$: $M_{air} = \frac{80}{100} 28 + \frac{20}{100} 32 \approx 29 \text{ g/mol}$

1. Aspiration de l'air : $n = 0.04 \text{ mol}$ soit $m_{air} = n \times M_{air} = 0,04 \times 29 = 1,16 \text{ g}$
2. Compression
3. Injection du carburant : la masse de carburant vaut : $m_{carb} = m_{air} / P_{Co} = 1,16 / 15,07 \approx 0.077 \text{ g}$
4. Combustion : elle libère $Q = m_{carb} P_{Ci} = 0.077 \times 44918 \approx 3457,5 \text{ J}$
5. Détente : elle convertit 35% de Q en travail mécanique, $W = \frac{35}{100} Q \approx 1210,1 \text{ J}$

Dans le cas d'un moteur à piston, bielle et vilebrequin, l'ensemble de ces opérations s'est déroulé sur 2 tours. Donc à 3000 tr/min, il a fallu pour libérer le travail mécanique W une durée de $T = 2 \times 60 \text{ s} / 3000 = 40 \text{ ms}$. Nous avons donc accès à la puissance du moteur : $P_{mot} = \frac{W}{40.10^{-3}} \approx 30253,5 \text{ J.s}^{-1}$

Rappel sur les unités de puissance: $735 \text{ W} = 1 \text{ Ch} \Leftrightarrow 1.36 \text{ Ch} = 1 \text{ kW}$

Un moteur essence de 1L de cylindrée réalisant son cycle moteur sur 2 tours d'arbre moteur, cet arbre tournant à 3000 tr/min, délivre théoriquement une puissance d'environ 30 kW, autrement dit 41Ch.

Cette puissance est proportionnelle à la vitesse de rotation du moteur : nous atteignons à 7000 tr/min une puissance d'environ 100 Ch/L, puissance dont disposent les véhicules de compétition, voire les moteurs sportifs.

Toutefois, pour accroître la longévité du moteur et à cause de raisons techniques limitant la puissance, les performances des voitures commerciales sont plus faibles. Les puissances maximales sont atteintes entre 4000 et 6000 tr/min pour les moteurs essence, et entre 3000 et 4500 tr/min pour les moteurs Diesel, qu'ils soient suralimentés ou non.

En 2004, les moteurs commerciaux délivraient entre 50 et 80 Ch/L :

- moteurs haut de gamme :
 - o le BMW 3L Diesel de 213 Ch, 71 Ch/L
 - o le V6 3L essence de Peugeot/Ford de 210 Ch, 70 Ch/L
- moteurs milieu de gamme
 - o le 2L Hdi (Diesel) 110 Ch de Peugeot, 55 Ch/L
 - o le 1.4L essence de Renault de 95 Ch, 68 Ch/L
 - o le 1.6L 110 Ch de Peugeot, 69 Ch/L
- moteurs bas de gamme
 - o 1.4L Hdi (Diesel) 80 Ch, 57 Ch/L
 - o 1.2 essence 60 Ch de Renault, 50 Ch/L (Twingo)

Bilan pour des moteurs réalisant leur cycle thermodynamique sur 2 tours vilebrequin :

Moteurs de compétition : 1L de cylindrée $\geq 100 \text{ Ch/L}$ à 7000 tr/min

Longévité : quelques grands prix (<5000 km)...

Moteurs commerciaux : 1L de cylindrée = 65 Ch entre 4000 et 6000 tr/min selon les moteurs

Longévité : plusieurs centaines de milliers de km.

Ces repères sont précieux lors du pré-dimensionnement de tout nouveau moteur.

Comparatif Diesel / essence	D'hier		à aujourd'hui	
	Les moteurs Diesel	Les moteurs Essence	Les moteurs Diesel	Les moteurs Essence
Structure	Massive	Légère	De moins en moins massifs grâce à l'amélioration des matériaux et De leur rapport puissance/poids	De plus en plus légers (aluminium...)
Caractéristiques techniques	Peu nerveux mais très robustes Contraintes thermiques(>100°C) et mécaniques (centaines de bars dans le cylindre) importantes	Nerveux Parfois fragiles T°C < 100°C Pression de l'ordre de quelques dizaines de bars	De plus en plus nerveux Certains constructeurs accordent même la mention GTI à leurs modèles Diesel à injection directe	De plus en plus nerveux Améliorent leur rendement Améliorent leur solidité
But	Travaux exigeant de fortes puissances (marine, agriculture, travaux publics).	Petits travaux, Automobiles, motos Tracteurs de faible puissance Petit matériel agricole (tondeuse, motoculteur)	Ils sont parfaitement adaptés à l'automobile Actuellement, une voiture neuve sur deux est une Diesel et la plupart sont à injection directe	Les domaines de prédilection des moteurs essence sont restés les mêmes qu'autrefois
Avantages	Economiques car ils présentent un bon rendement (jusqu'à 45% pour les turbo Diesel) et le gazole est assez bon marché	Moteurs souples Pas très chers Aisément transportables T°C de fonctionnement réduite =>démarrage à froid facilité	Deviennent aussi performants que les moteurs essence Sont très économiques grâce à une faible consommation et au prix du gazole	Des puissances importantes mais à haut régime seulement à cause d'un faible couple à bas régime
Inconvénients	Très peu maniables car très lourds, manque de souplesse de fonctionnement Problèmes de démarrage à froid Prix de revient du moteur Pollution	Consommation Carburant plus onéreux Rendement faible(~30 %) Utilisation d'un turbo risquée à cause de la relative fragilité de ces moteurs	Sont plus chers à l'achat que les essence. Leur entretien est plus exigeant et les pièces sont plus ou moins fiables à cause des pressions très fortes auxquelles elles sont soumises(->2000 bars)	Essence très chère par rapport au gazole Des consommations restant assez supérieures à celles d'un Diesel
Courbes* de puissance et de couple à un régime donné	<p>1.9 L Diesel 65ch</p> <p>consommation : 9.2 L/100 km</p>	<p>1.6 L essence 95 ch</p> <p>consommation : 7.6 L/100 km</p>	<p>1.9 L dTi 100 ch</p> <p>consommation : 5.7 L/100 km</p>	<p>2 L ide 140 ch</p> <p>consommation : 5.2 L/100 km</p>

* Données constructeur de juin 2000