



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de la Technologie d'Oran - Mohammed Boudiaf

FACULTE DE GENIE MECANIQUE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

POLYCOPIE

Moteurs à Combustion Interne, Combustion et Eléments de Carburation

Polycopié destiné aux étudiants de Licence et Master LMD

Options :

Energétique

Installations Thermiques et Turbomachines

Construction Mécanique

PRESENTE PAR

D^r. Mohamed BENCHERIF

(Maître de Conférences B)

ANNEE 2018

SOMMAIRE

Sommaire Préambule

	Page
Chapitre 1 Généralités sur les moteurs à combustion interne	
1-1. Introduction	1
1-2. Vue globale du Moteur Volumétrique à piston à quatre temps	3
1-3. Principales différences entre le moteur à essence et le moteur diesel	13
1-4. Cycle théorique pour les moteurs diesel rapides	15
1-5. Caractéristiques du moteur à combustion interne	16
Chapitre 2 Principe de fonctionnement et cycles théoriques	
2-1. Dosage du carburant dans les moteurs à essence	21
2-2. Principe de fonctionnement du moteur à 4 temps	21
2-2-1. Moteur à allumage commandé	22
2-2-2. Moteur à allumage par compression	23
2-2-3. Etude thermodynamique du cycle théorique	25
Chapitre 3 Analyse du cycle réel	
3-1. Cycle réel du moteur à combustion interne	31
3-2. Phase d'admission	33
3-3. Phase de compression	36
3-4. Phase de détente	38
3-5. Phase d'échappement	38
Chapitre 4 Puissances et Rendements	
4-1. Position instantanée du Piston (cm)	40
4-2. Vitesse instantanée du Piston (cm/s)	41
4-3. Accélération instantanée du Piston (cm ² /s)	41
4-4. Diagramme d'indication	41
4-5. Pression moyenne indiquée (pmi)	42
4-6. Puissance moyenne indiquée (P_i)	43
4-7. Puissance effective (P_e)	44
4-8. Consommation spécifique indiquée (b_i)	45
4-9. Rendement indiqué (η_i)	45
4-10. Consommation spécifique effective (b_e)	46
4-11. Rendement effectif (η_e)	46
4-12. Calcul de la vitesse moyenne du piston (m/s)	47
4-13. Courbes caractéristique s d'un moteur à combustion interne	48
4-14. Le couple moteur (Nm)	48
4-15. La puissance (KW)	48
4-16. Calcul des efforts sur le système Piston-Bielle-Manivelle	49

Chapitre 5 Combustion	
5-1. Introduction	51
5-1-1. Indice d'octane	52
5-1-2. Indice de cétane	52
5-2. Caractéristiques des combustibles solides	52
5-2-1. La masse organique Totale (de travail)	52
5-2-2. La masse organique chaude	52
5-2-3. La masse organique sèche	53
5-3. Caractéristiques des combustibles gazeux	56
5-3-1. Conditions d'inflammation d'un mélange	56
5-3-1-a. Température minimale	56
5-3-1-b. Limites d'inflammabilité L_i et L_s	56
5-3-1-c. Pouvoir calorifiques	57
5-3-1-d. Enthalpie de formation	59
5-3-1-e. Température de flamme adiabatique	60
5-4. Critères d'équilibre et variables thermodynamiques	63
5-4-1 Equilibre thermodynamique	63
5-4-2 Equilibre dans un mélange gazeux	65
5-4-3 Chimie tabulée	67
5-4-4 Température réelle de fin de combustion	72
Chapitre 6 Eléments de Carburation	
6-1. Propriétés des mélanges réactifs	76
6-2. Notion de stœchiométrie	80
6-3. Richesse ϕ et Coefficient d'excès d'air (λ)	84
6-4. Cas où le comburant est l'air	85
6-5. Notion de pressions partielles	88
Chapitre 7 Problèmes & applications	92
Tables Thermodynamiques	
Bibliographie	

PREAMBULE

Le présent document constitue une version concise du cours de moteurs à combustion interne du programme enseigné aux étudiants de troisième année licence LMD option énergétique du département de Génie Mécanique à l'USTO-MB. Le document complète les notions de base sur les moteurs par des chapitres détaillés sur les combustibles, la combustion et la carburation.

Le polycopié se focalise sur l'architecture du moteur, le principe de fonctionnement, les cycles théoriques, le cycle réel en plus de notions relatives aux combustibles à la combustion et à la préparation du mélange réactif. Ainsi, les étudiants désirants s'initier et approfondir leur connaissances sur la combustion et la carburation sans aborder la partie moteur y trouveront facilement leur but. Les cours sont enrichis par plusieurs exemples et une multitude d'exercices proposés lors des examens et contrôles accompagnés de corrections détaillées.

Le polycopié se compose de sept chapitres.

Le premier chapitre englobe des généralités sur les moteurs à combustion interne avec une description détaillée de l'architecture les grandeurs caractéristiques du moteur ainsi que les principales différences entre le moteur à allumage commandé (moteur à essence) et le moteur à allumage par compression (moteur diesel).

Le deuxième chapitre aborde le principe de fonctionnement du moteur à combustion et les cycles théoriques relatifs à chaque type de moteur, à savoir le cycle Beau de Rochas, le cycle Diesel et le cycle de Sabathé. Une étude rigoureuse de chaque cycle y est présentée et la notion de rendement est introduite.

Le troisième chapitre présente une analyse du cycle réel. La définition des notions de distribution et d'angles de calage statiques du moteur sont définies.

Le quatrième chapitre est consacré aux notions de puissances et de rendements indiqués et effectifs des moteurs à combustion interne. Le chapitre aborde en premier lieu le calcul de la position, la vitesse et l'accélération instantanées du piston. La méthodologie du calcul des pressions moyennes indiquées et effectives ainsi que la consommation spécifique est présentée.

Le cinquième chapitre est dédié à la combustion d'une manière générale. Une multitude de notions et de propriétés relatives aux carburants solides, liquides et gazeux et exposée. La notion de température adiabatique de fin de combustion est développée.

Le sixième chapitre regroupe quelques notions de base nécessaires à la compréhension de la carburation et la préparation des mélanges réactifs. Le chapitre est riche en exemples accompagnés de corrections détaillées. Le chapitre aborde d'abord les propriétés des mélanges réactifs gazeux suivies par les notions de rapports air/fuel, de stœchiométrie et de coefficient d'excès d'air.

Le septième et dernier chapitre regroupe quelques problèmes et exercices d'application avec leurs solutions.

Enfin, nous espérons que ce document sera d'une grande utilité pour les étudiants afin de mieux appréhender les notions de base nécessaires aux calculs des performances statiques des moteurs.

Chapitre 1

Généralités sur les MCI

1-1. Introduction

Le moteur à combustion interne est une machine motrice qui sert à convertir de l'énergie emmagasinée dans un carburant (**Pouvoir Calorifique**) en une énergie thermique (**Chaleur, Enthalpie, Energie Calorifique**), puis en une énergie mécanique (**Travail Mécanique, Couple**). Dans les moteurs à combustion interne, la production de l'énergie thermique se fait dans un volume fermé (**Chambre de Combustion, cylindre moteur**) confiné par la culasse, les soupapes fermées, la tête du piston et la chemise. La détente des gaz produits par la combustion du carburant actionne des organes actifs (**Piston-Bielle-Manivelle**) qui récupèrent cette énergie pour la convertir en travail utile (**Arbre moteur**).

D : diamètre d'alésage.

S : course du piston.

r : rayon de la manivelle.

L_b : Longueur de la bielle.

θ : Angle Vilebrequin.

V_c : Volume chambre de combustion

PMH : Point Mort Haut.

PMB : Point Mort Bas.

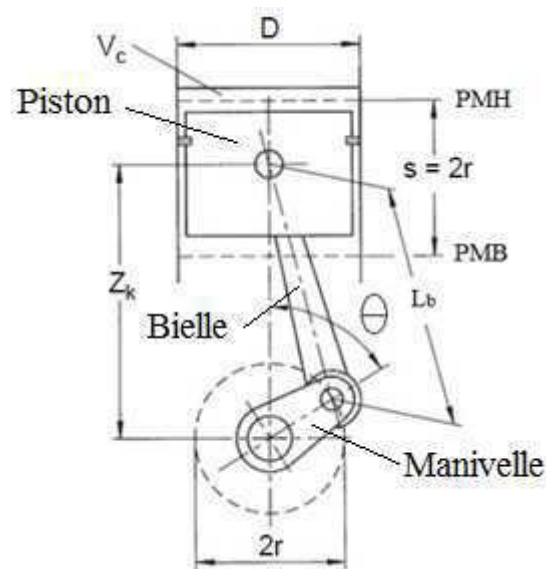


Figure 1-1. Schéma synoptique du système Piston-Bielle-Manivelle.

D'un point de vue purement académique, le moteur à combustion interne et la combustion constituent deux interfaces de recherche touchant aussi bien le domaine expérimental que théorique. En effet, l'industrie liée au design et à l'architecture du moteur, ainsi que la combustion regroupent des motoristes, des ingénieurs en construction mécanique, des énergéticiens, des métallurgistes en plus des chimistes et des physiciens. Beaucoup de spécialités telles que l'électronique, la commande et le contrôle ainsi que l'informatique industrielle se sont immiscées dans l'industrie de l'automobile et du moteur à combustion avec l'apparition de l'injection électronique et des calculateurs. Ceci grâce à la gestion électronique du moteur par BUS-CAN proposée par BOSCH vers 1980, appliquée sur des moteurs Mercedes en 1982 et généralisée dans toute l'Europe en 2000.

Depuis son apparition, le moteur à combustion interne n'a cessé d'évoluer. Cependant, cette évolution peut être regroupée en trois grandes phases conjoncturelles :

Phase 1 Augmentation du rendement thermique, de couple et de la puissance du moteur

Apparition du moteur à explosion et prolifération de son usage dans le transport et l'industrie. Puis, apparition du moteur diesel. Cette phase s'est focalisée sur l'amélioration des performances du moteur à combustion interne.

Phase 2 Diminution de la consommation en carburant

Tarissement des ressources énergétiques dans le monde ainsi que les fameuses crises pétrolières couplées aux très fortes demandes hydrocarbures et en carburants. Ceci a conduit tous les motoristes à se concentrer sur la réduction de la consommation spécifique en carburant du moteur.

Phase 3 Diminution des nuisances du moteur

Limitation des émissions polluantes émanant des moteurs montés sur les véhicules du trafic routier. Ainsi, avec les seuils de pollution de plus en plus sévères ont engagé les motoristes à concevoir des moteurs plus propres. Désormais, le cahier de charges soumis aux constructeurs automobiles et aux motoristes dans le monde doit veiller à garantir la production de moteurs puissants qui ont une consommation acceptable en carburant tout en restant propres.

D'une manière générale, les motoristes s'occupent à dresser des bilans thermiques en mesurant ou en calculant le couple moteur, la puissance, le rendement et consommation spécifique en carburant. Un fonctionnement correct du moteur est lié à la qualité du mélange comburant-carburant introduit dans le moteur à combustion interne.

Pour les physiciens c'est la nature de flamme qui constitue la pierre angulaire du travail. Ainsi, le moteur à explosion est siège d'une flamme de pré-mélange alors que dans un moteur diesel la flamme est une succession de flammes de pré-mélange et de diffusion rapide puis lente. La flamme étant une entité physique, elle possède une forme (plane, cylindrique ou sphérique) et une vitesse. Elle peut être aussi laminaire, turbulente ou adiabatique.

Pour les chimistes la combustion dans le moteur est une réaction d'oxydation rapide. Elle est gouvernée par la cinétique et l'équilibre chimique. Chaque réaction possède une vitesse de

progression liée aux espèces mises-en jeu. L'oxydation peut être interprétée par des mécanismes réactionnels détaillés, réduits ou généralisés, regroupant en fonction de leurs ordres respectifs des réactions globales, des réactions élémentaires et des réactions de dissociation.

1-2. Vue globale du Moteur Volumétrique à piston à quatre temps

La structure du moteur volumétrique à piston qu'il soit à essence ou diesel se constitue généralement d'une culasse, d'un bloc moteur et d'un carter d'huile. Les principaux organes mobiles dans le moteur sont le piston, la bielle et le vilebrequin qui représentent l'embliage où la conversion d'énergie est assurée. Le moteur peut entraîner directement (pignon, chaîne de distribution) ou indirectement (courroie de transmission) plusieurs organes mobiles telles que l'arbre à cames, la pompe à eau, la pompe à l'huile de lubrification, la pompe à vide, la pompe de direction, la pompe d'alimentation en carburant le climatiseur et l'alternateur.

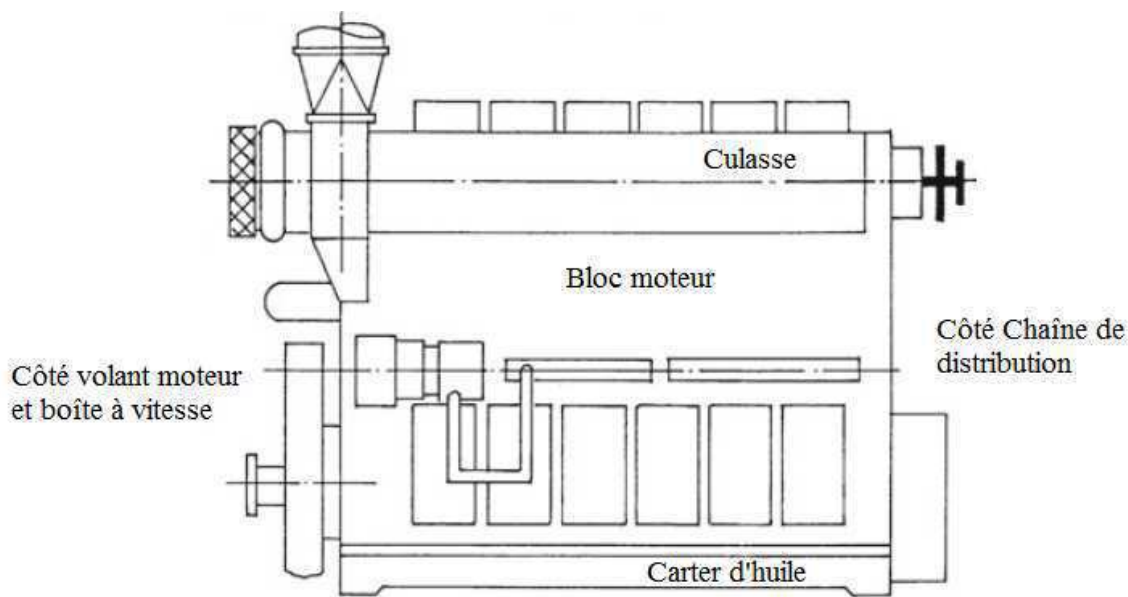


Figure 1-2. Vue globale du moteur volumétrique.

Vu de profil, le moteur possède un côté chaîne de distribution et un côté volant moteur. Les organes annexes au moteur sont multiples tels que le système de refroidissement, le système de graissage, la suralimentation, la filtration, la transmission, les systèmes d'embrayage et de freinage, la climatisation, l'alternateur et la pompe d'alimentation en carburant. Des normes doivent être utilisées pour situer et nommer les différents points du moteur. Pour cela, l'observateur se place face au côté avant (chaîne) du moteur pour situer les cylindres et tout organe moteur (paliers). Afin de situer le sens de rotation moteur, l'observateur se place face

au volant moteur. Le bloc moteur et la culasse représentent le noyau de tout moteur thermique. En effet, c'est la culasse qui rassemble les éléments et pièces destinés à la distribution telles que l'arbre à cames, les soupapes et les culbuteurs. Le bloc moteur regroupe les éléments mobiles de la ligne d'arbre, soient, les pistons, les chemises, les bielles et le vilebrequin. Le bloc moteur est une pièce maîtresse du moteur car il protège le vilebrequin qui assure l'absorption du travail mécanique et la transmission du mouvement rotatif vers l'extérieur. Si le bloc moteur, la culasse ou bien un des éléments mobiles tels que le piston, la bielle, l'arbre à came ou la chemise se détériorent sévèrement, l'arrêt du moteur est quasiment instantané. Un long travail de dépose du moteur dans un atelier et de remplacement des pièces endommagées sont impératifs afin de recouvrer un fonctionnement correct.

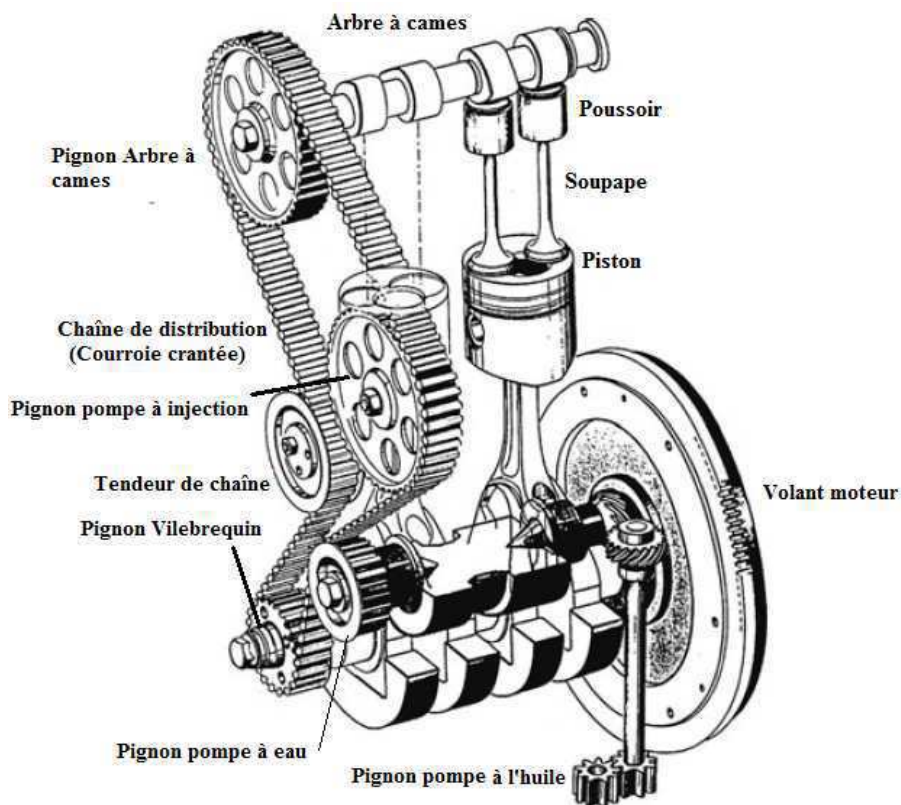


Figure 1-3. Vue globale des Organes mobiles du moteur diesel.

La culasse

La culasse assure la fermeture des cylindres dans leur partie supérieure, constituant ainsi la chambre de combustion. Elle permet l'arrivée et l'évacuation des gaz, la mise en position des éléments de la distribution et de l'allumage, l'évacuation rapide de la chaleur. La culasse est obtenue par le moulage puis par usinage de la fonte ou d'alliage en aluminium. Les

contraintes mécaniques étant moins importantes dans une culasse par rapport au bloc-moteur, les constructeurs ont quasiment abandonné la fonte au profit de l'aluminium, en raison de sa légèreté et sa très bonne conductivité thermique. Un réseau de conduits d'eau et d'huile est pratiqué dans la culasse, l'étanchéité bloc-culasse est assurée par le joint de culasse.

1. Chambre de combustion
2. Cheminée de bougie
3. Chapelle
4. Canalisations de refroidissement
5. Guide soupape
6. Rondelle d'appui du ressort
7. Communication avec le bloc
8. Siège de soupape
9. Plan de joint de culasse

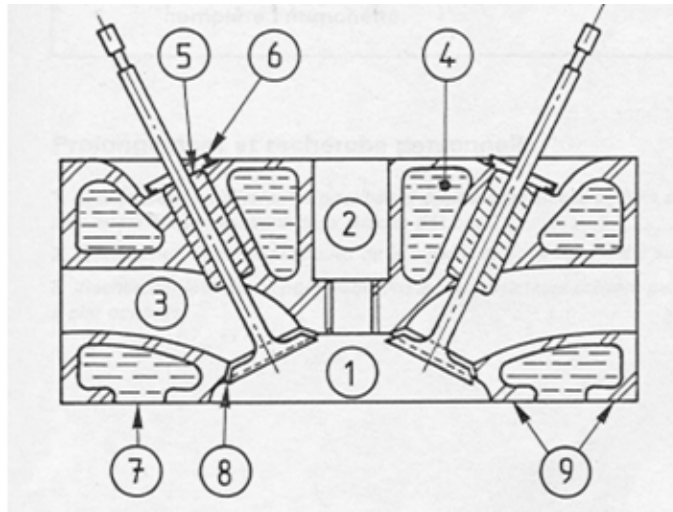


Figure 1-4. Vue en coupe de la culasse d'un moteur à essence.

Le bloc moteur

Le bloc est réalisé par moulage puis par usinage de la fonte ou d'alliage en aluminium moulé. Il constitue le bâti du moteur dont la partie intérieure est usinée pour former les cylindres ou les logements de chemises s'il s'agit d'un moteur à chemises rapportées. L'eau de refroidissement circule librement à l'intérieur du carter-moteur. Sa partie supérieure est dressée pour former le plan de joint. La culasse vient s'appuyer sur le plan de joint supérieur pour coiffer les cylindres.

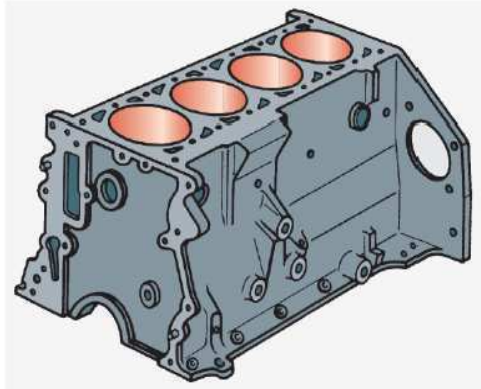


Figure 1-5. Bloc Cylindre non chemisé d'un moteur thermique.

Le carter d'huile

C'est une cuvette en tôle emboutie qui abrite le vilebrequin et les têtes de bielle et qui contient la réserve d'huile de graissage. Il peut être en alliage léger moulé avec des nervures à l'extérieur pour assurer un bon refroidissement de l'huile échauffée par son passage dans le moteur. L'étanchéité entre le carter-moteur et le carter inférieur doit être parfaite. Elle est assurée par un joint plat en liège ou bien par un joint cylindrique, en caoutchouc synthétique ou en silicone, logé dans une gorge.



Figure 1-6. Le carter d'huile.

Le Piston

Le piston est l'organe qui, en se déplaçant dans le cylindre ou la chemise, transmet la poussée des gas au vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle. Il est en général moulé dans un matériau léger et d'une bonne conductivité thermique comme les alliages d'aluminium. La tête et le support d'axe, devant transmettre l'énergie mécanique, sont particulièrement

renforcés. Le piston se compose d'une tête ou culot dont le diamètre doit être inférieur à l'alésage du cylindre (dilatation thermique incluse). L'étanchéité est assurée par des segments situés dans des gorges pratiquées sur le pourtour du piston. La partie inférieure ou jupe du piston doit assurer le guidage à froid comme à chaud avec un minimum de frottement.



Figure 1-7. Piston d'un moteur diesel avec cavité en forme oméga.

Afin de limiter la turbulence dans un moteur à allumage commandé et empêcher ainsi l'extinction de l'étincelle, la tête du piston est de forme plane. Cependant, la turbulence doit être assez importante dans un moteur à allumage par compression car elle favorise l'évaporation et la préparation du mélange homogène après l'injection du carburant liquide en réduisant les délais. Pour se faire, la tête du piston peut contenir différentes formes de cavités telles que représentées sur la figure (1-8).

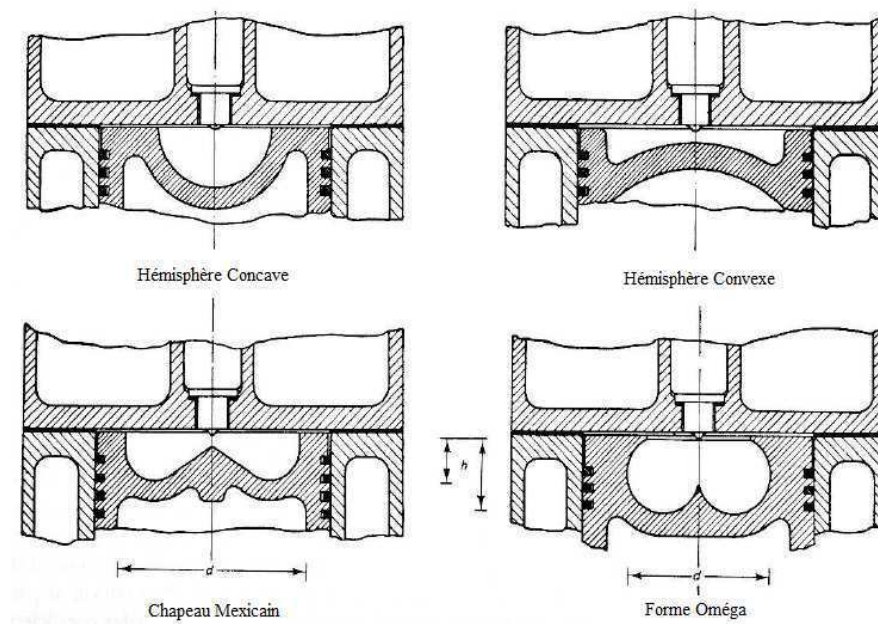


Figure 1-8. Forme de têtes de pistons utilisées dans les moteurs diesel.

Segments de piston

Les segments sont des anneaux brisés, de section carrée ou parallélépipédique. Ils doivent assurer des pressions radiales uniformes sur les parois du cylindre. Les segments pour moteur à 4 temps sont en général au nombre de trois :

- Segment coup de feu : en plasma-céramique il doit réaliser la première étanchéité et résister aux températures et pressions élevées.
- Segment d'étanchéité : en fonte spéciale, il assure l'étanchéité inférieure de la chambre de combustion en évitant à l'huile de remonter.
- Segment racleur : en alliage de fonte, il évite les remontées d'huile tout en laissant un film d'huile permettant la lubrification.

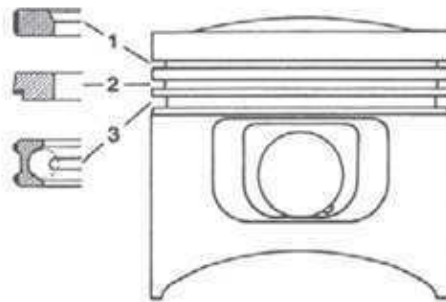


Figure 1-9. Segmentation du piston.

Axe de piston

L'axe de piston est une pièce cylindrique qui lie le piston à la bielle. Il permet le mouvement oscillatoire piston-bielle pendant la rotation du moteur. L'axe transmet à la bielle la force de pression que reçoit le piston pendant la phase d'expansion des gas brûlés.

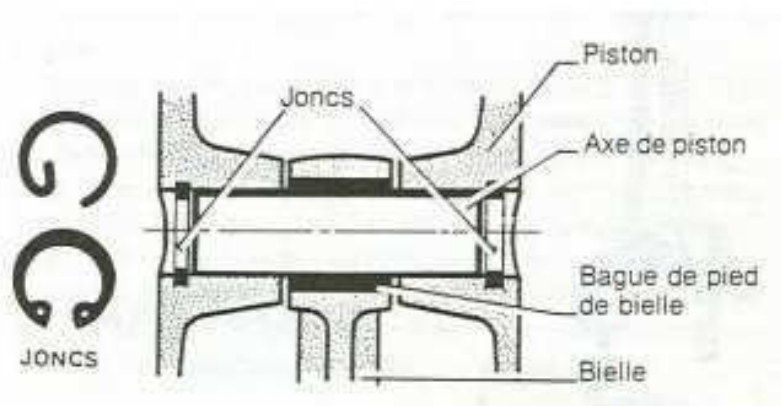


Figure 1-10. Axe de piston.

La Bielle

La bielle est une pièce mécanique dont une extrémité est liée au piston par l'axe du piston et l'autre extrémité au maneton du vilebrequin. Elle permet la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin. La bielle est en acier très résistant au nickel-chrome, parfois en acier mi-dur au carbone. On utilise également des bielles en alliage d'aluminium sur les moteurs poussés, en raison de sa grande légèreté.



Figure 1-11. La bielle.

La bielle se compose de trois parties :

- Le pied relié à l'axe du piston, soit généralement avec une bague en bronze emmanchée à force, soit dans certains cas avec une bague à aiguilles.
- Le corps est la partie comprise entre le pied et la tête. Il est de section en forme de "H" ou "I" pour résister aux divers efforts de compression et de traction et pour éviter le flambement.
- La tête de bielle qui tourne sur le maneton du vilebrequin est coupée dans un plan perpendiculaire à l'axe de la bielle pour permettre la pose des coussinets et son montage sur le maneton du vilebrequin.

La partie inférieure qui vient coiffer le maneton est appelée chapeau. Ce dernier est généralement fixé par des boulons. La coupe peut être droite ou oblique par rapport à l'axe de la bielle. Pour permettre le tourbillonnement sur le vilebrequin on peut utiliser : soit des roulements à aiguilles; soit des coussinets minces. Dans le premier cas, il faut alors démonter le vilebrequin en plusieurs éléments pour retirer la bielle.

La longueur de la bielle désigne la distance entre l'axe de la tête et l'axe du pied. L'articulation de la tête de bielle avec le maneton de vilebrequin s'effectue par interposition d'un coussinet

mince. Les coussinets minces permettent une bonne longévité et une bonne conductivité. Ils se présentent sous la forme d'un support en acier, laminé à froid, roulé en demi-cercle, recouvert d'une fine couche de métal antifriction.

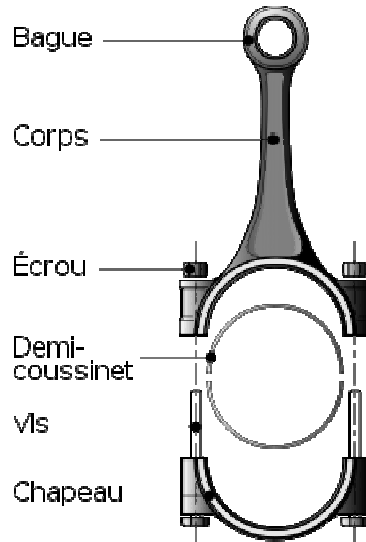


Figure 1-12. Vue éclatée d'une bielle.

L'arbre à cames

Un arbre à cames est un dispositif mécanique permettant de synchroniser plusieurs déplacements. Il s'agit d'un arbre muni de plusieurs cames. Il transforme le mouvement de rotation continu de l'arbre en un mouvement de translation alterné (par exemple d'une soupape), ou bien de rotation alterné (par exemple d'un culbuteur). L'arbre à cames est entraîné par le vilebrequin et est dotée de cames qui agissent sur les poussoirs des soupapes pour commander leur ouverture.



Figure 1-13. Arbre à cames.

Les soupapes

La soupape est un bouchon métallique en acier au Nickel, au Chrome ou au Tungstène dont le rôle est d'ouvrir et de fermer les orifices d'admission et d'échappement afin de permettre la compression, la combustion et l'évacuation des gas brûlés. Elle se compose d'une tige et d'une tête.

La tige : appelée aussi queue de forme cylindrique est raccordée à la tête par un congé à grand rayon pour diminuer les contraintes et renforcer ainsi la section dangereuse. La tige sert à guider la soupape lors de son mouvement rectiligne alternatif dans un guide qui est rapporté soit dans le bloc, soit dans la culasse.

La tête : de forme tronconique, repose par une partie conique sur un siège pour assurer la fermeture et l'étanchéité de l'orifice d'admission ou d'échappement. La tête se caractérise par son angle de siège égal à 30° ou 45° selon les différents types de moteurs et peut être plate ou bombée.

Les soupapes sont fortement sollicitées au plan thermique. Même si elles bénéficient de l'effet refroidissant des gas admis, une soupape d'admission peut facilement atteindre une température de service de 500°C . Sur une soupape d'échappement, la température peut monter jusqu'à 800°C . Les soupapes d'échappement sont parfois refroidies avec du sodium. Le sodium est incorporé dans la tige creuse et diffuse la chaleur de la tête de soupape vers la tige de soupape. La soupape est composée d'une tête et d'une tige.

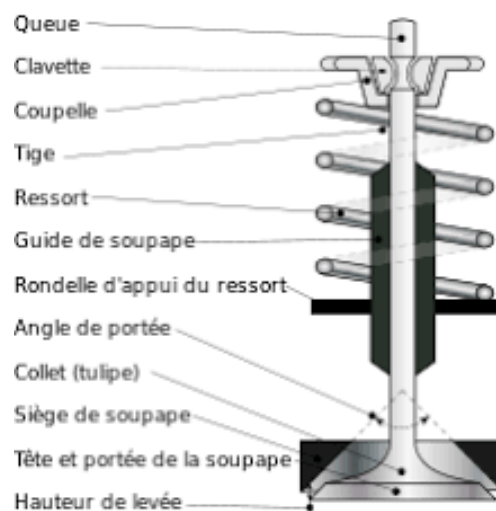


Figure 1-14. Mécanisme de Soupape.

La tête de soupape assure l'obturation du cylindre en combinaison avec le siège de soupape. La tige de soupape est guidée dans la culasse par un guide de soupape. En haut de la tige de soupape se trouve un joint pour éviter toute infiltration d'huile dans la chambre de combustion. La fermeture de la soupape est assurée par un ressort de soupape. La surface de fermeture doit être aussi étroite que possible pour obtenir une pression d'assise optimale. Une surface de fermeture trop étroite entraîne la combustion de la tête de soupape parce que la chaleur n'est pas suffisamment évacuée.

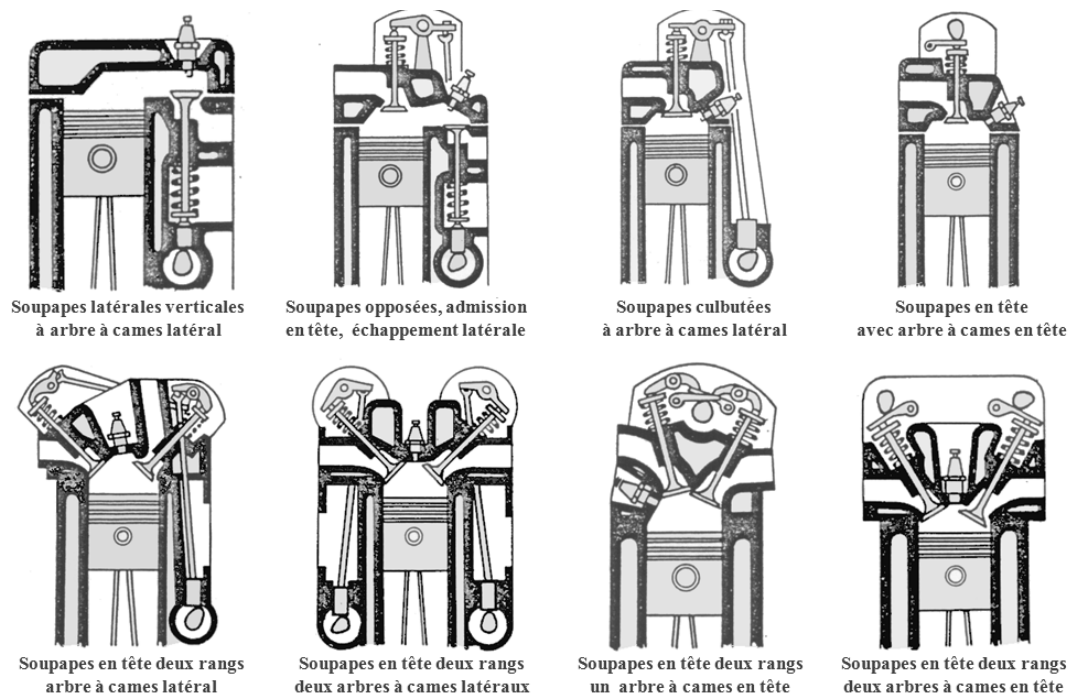


Figure 1-15. Disposition des soupapes et arbres à cames.

Le vilebrequin

Le vilebrequin est la manivelle qui reçoit la poussée de la bielle et fournit un mouvement rotatif à partir du mouvement alternatif du piston. La force exercée par la bielle applique au vilebrequin un couple qui se retrouve au bout de celui-ci sous forme de couple moteur. A l'une des extrémités du vilebrequin, le couple moteur est utilisé pour entraîner le véhicule. A l'autre extrémité, une fraction du couple disponible est prélevée pour entraîner les auxiliaires du moteur.

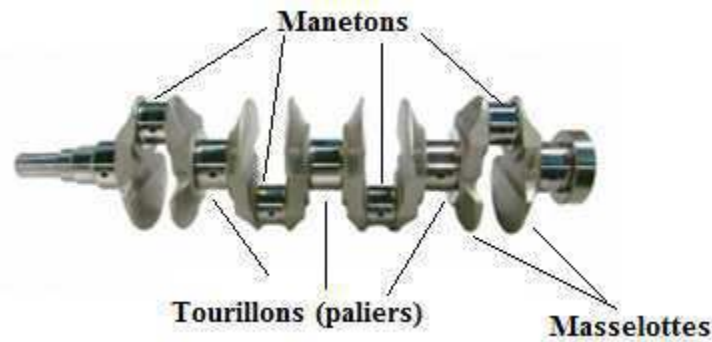


Figure 1-16. Vilebrequin.

1-3. Principales différences entre le moteur à essence et le moteur diesel

On peut distinguer deux types de moteurs, le moteur à allumage commandé et le moteur à allumage par compression. Le moteur à essence et le moteur diesel font partie de la même famille de machines thermiques. Néanmoins, ils ne présentent pas les mêmes caractéristiques. La préparation du mélange carburé dans un moteur à essence est dite quantitative car la masse de charge fraîche introduite dans le cylindre moteur augmente certes quand on accélère, cependant, le rapport entre la masse d'air introduite et la masse de carburant est toujours la même. Autrement dit, le rapport Air/Fuel est constant quelque soit le régime du moteur (soit $A/F \sim 16$). Par contre, la préparation de la charge fraîche dans un moteur diesel est dite qualitative car lorsque la vitesse de rotation augmente seule la quantité de carburant injectée augmente et la masse d'air introduite dans le moteur est théoriquement la même. Ainsi, le rapport Air/Fuel, c'est-à-dire la qualité du mélange carburé, varie avec la variation du régime moteur. En outre, le moteur diesel développe un rendement thermique plus élevé que celui développé par le moteur à essence de même puissance.

Il existe également un troisième type de moteurs thermiques qui possède les qualités du moteur à essence et celle du moteur diesel. Il s'agit du moteur à combustion par compression d'une charge homogène communément appelé moteur HCCI. Le concept est proposé par Onishi en 1977, dans lequel le carburant est préalablement mélangé et homogénéisé avec l'air avant d'être introduit dans le cylindre. Cependant la charge homogène s'enflamme spontanément par auto-inflammation comme dans un moteur diesel. Par ailleurs, le carburant préconisé pour ce type de moteurs est Diméthyle Ether. La réussite du concept de combustion HCCI est tributaire de plusieurs paramètres, à savoir, une bonne préparation de la charge

homogène, un contrôle correct de la combustion à cause de la flamme froide et l'utilisation d'un fort taux de gas d'échappement recirculés (EGR) ~ 70 %.

Cependant, le concept de la combustion HCCI fût testé avec beaucoup de succès dans les applications 2 temps. Les applications sur des moteurs à 4 temps toujours difficiles à réaliser restent à performer.

<i>Paramètres</i>	<i>Moteurs à Essence</i>	<i>Moteurs Diesel</i>
<i>Désignation</i>	Moteur à allumage commandé par bougie	Moteur à allumage par compression
<i>Carburant</i>	A l'extérieur par carburateur, Par injection indirecte monopoint ou multipoints. A l'intérieur par injection directe.	A l'intérieur par injection directe.
<i>Allumage</i>	Explosion d'une charge homogène	Auto-inflammation d'une charge hétérogène
<i>Carburant</i>	Fractions légères d'hydrocarbures Octane C_8H_{18} , Gasoline C_8H_{17}	Fractions lourdes d'hydrocarbures Dodécane $C_{12}H_{26}$, heptane C_7H_{16}
<i>Cylindrée (cm³)</i>	800, 1000, 1100, 1200, 1400, 1600, 1800	1500, 1600, 1800, 1900, 2000, 2200,...
<i>Piston</i>	Plat	Creux
<i>Formation du mélange</i>	Quantitative	Qualitative
<i>Taux de compression</i>	Faible entre 1 et 10	Elevé entre 15 et 23
<i>Turbulence</i>	A Limiter à cause de l'étincelle	A favoriser pour la préparation de la charge
<i>Corps d'admission</i>	Carburateur ou Papillon motorisé + Starter pour démarrage à froid	Système d'injection avec pompe à injection ou injecteur pompe.
<i>Cycle théorique</i>	Otto, Beau de Rochas	Cycle Diesel

<i>Coefficient d'excès d'air</i>	Entre 0,6 et 1,3	> 1
<i>Flamme</i>	Pré-mélange	Diffusion
<i>Combustion</i>	A volume constant	A pression constante
<i>Puissance</i>	Varie en fonction de la masse de la charge introduite dans le cylindre	Varie en fonction de la masse de carburant injectée dans la chambre de combustion
<i>Rendement thermique</i>	Fonction du taux de compression	Fonction du taux de compression et du taux d'introduction
<i>Pression en fin de compression</i>	Varie avec la variation de la masse introduite (10~15 bar)	Ne varie pas (moteur atmosphérique) (20~30 bar)

Tableau 1-1. Comparaison entre le Moteur à Essence et le Moteur Diesel.

Remarque

Le cycle Otto ne s'approprie pas au moteur diesel car il conduit à des taux de compression excessivement élevés et à une combustion incomplète et donc à un mauvais rendement thermique.

1-4. Cycle théorique pour les moteurs diesel rapides

On distingue en pratique trois catégories de moteurs diesel compte tenu de la vitesse linéaire du piston :

Le diesel lent : avec les moteurs marins et les moteurs fixes (de 85tr/min à 300 tr/min). La vitesse moyenne du piston inférieure ou égale à 6 m/s.

Le diesel semi-rapide : avec les moteurs de locomotives, tracteurs, camions et chargeurs (de 600tr/min à 1200 tr/min). La vitesse moyenne du piston entre 6 m/ et 9 m/s.

Le diesel rapide : avec les moteurs automobiles et bus (au-delà de 1200 tr/min). La vitesse moyenne du piston supérieure ou égale à 9 m/s.

Le cycle diesel avec la combustion à pression constante s'accommode avec les moteurs diesel lents et semi-rapides. Les moteurs diesel rapides disposent d'un cycle où la combustion se fait à pression constante et à volume constant communément appelé le cycle de Sabathé ou bien le cycle mixte tel que représenté sur la figure (1-17).

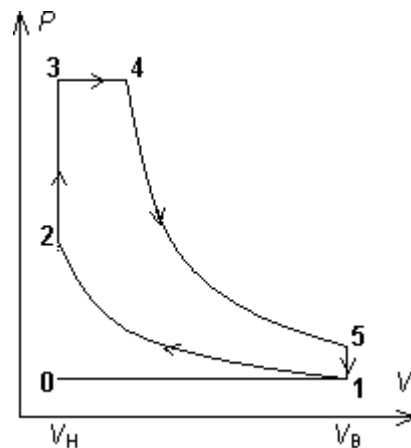


Figure 1-17. Diagramme (PV) du cycle de Sabathé.

1-5. Caractéristiques du moteur à combustion interne

Le nombre de cylindres Z

On dispose de moteurs monocylindriques tels que les moteurs expérimentaux, marins, les moteurs entraînant des génératrices, des pompes ou compresseurs. On trouve aussi des moteurs poly cylindriques avec 2 cylindres jusqu'à 8, 12 ou 24 cylindres avec différentes configurations (en ligne, en V ou bien en W).

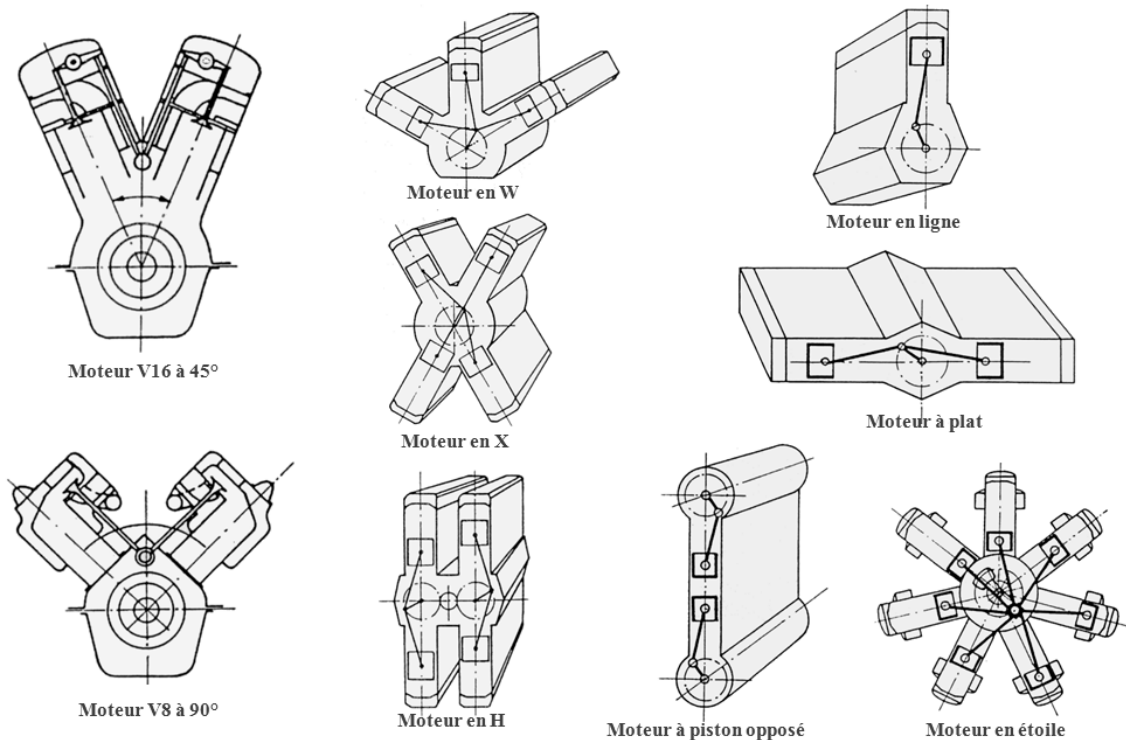


Figure 1-18. Disposition des cylindres.

Certaines dispositions correspondent exclusivement aux moteurs industriels tels que les groupes électrogènes et les moteurs marins. Dans les applications motrices de véhicules légers et de transport les configurations usuellement trouvées sont soit en ligne soit en V.

Le régime (vitesse de rotation du moteur) N en tr/min En pratique le régime du ralenti ~ 800 tr/min pour les moteurs à essence et ~ 900 tr/min pour le diesel.

Axe du cylindre

Peut être vertical (4 cylindres en ligne), horizontal ou incliné (moteurs en V). Dans les moteurs d'avions on peut avoir plusieurs cylindres en circonférence sonnant une formation en étoile.

La charge du moteur

Sur un banc d'essai moteur il nous est possible de fixer la vitesse de rotation du moteur en faisant varier le couple résistant. Ainsi le moteur doit développer plus de puissance en brûlant plus de carburant. La charge maximale (**la pleine charge**) du moteur à un régime donné correspond au couple maximal atteint à cette vitesse de rotation. Le rapport du couple sur le

couple maximal est la charge du moteur. Le frein moteur est l'angle d'accélération à partir de laquelle le couple moteur dépasse le couple résistant

<i>N</i>	<i>charge</i>	<i>accélérateur</i>	<i>Couple</i>	<i>Puissance</i>	<i>Débit air</i>	<i>Température air</i>	<i>Débit carburant</i>
<i>tr/min</i>	<i>%</i>	<i>%</i>	<i>Nm</i>	<i>KW</i>	<i>(kg/h)</i>	<i>°C</i>	<i>mg/cycle</i>
950	27	7	26	2,5	44,22	11,5	2,71
950	34	7,2	33	3,2	43,61	11,9	2,7
950	43	8,2	42	4,2	43,58	12	4,25
950	49	9,3	48,1	4,8	43,69	12,1	5,04
950	63	12,1	62	6,2	43,37	12,1	7,81
950	71	13,9	70	6,9	43,66	12,3	10,96
950	77	15,9	75,3	7,5	43,8	12,4	14,83
950	91	18	89,2	8,9	43,84	12,5	30,68
950	100	28,3	98	9,8	44,21	12,5	30,99
1100	18	7,7	18,5	2,1	45,22	16,7	2,44
1100	35	9,1	36	4,2	47	16,6	4,04
1100	38	10,2	40	4,6	46	16,5	4,85
1100	50	12,7	52	6	47	16,5	6,68
1100	60	14,9	62	7,1	46	16,5	8,44
1100	67	17,1	70	8	46	16,5	10,38
1100	79	20,2	82,5	9,5	46	16,5	13,43
1100	90	22	94	10,8	46	16,5	17,6
1100	100	27,4	104	12	48,2	16,5	25,95

Tableau 1-2. Grandeurs mesurées sur banc d'essai à 950 et 1100 tr/min.

Le tableau (1-2) regroupe des valeurs mesurées sur un moteur diesel de marque Renault k9k 766 Dci 80cv-DIN, ayant une cylindrée de 1,5 litres, monté sur banc d'essais AVL (Cellule Moteurs LTE, Ecole Nationale Polytechnique d'Oran-Maurice Audin, Oran, 2017). Les vitesses choisies correspondent au ralenti soit 950tr/min et à 1100 tr/min. A 950 tr/min, le régime du frein moteur correspond à un angle d'accélération de 7% soit un couple minimal de 26 Nm. A 1100 tr/min, le régime du frein moteur correspond à un angle d'accélération de 7,7% soit un couple minimal de 18,5 Nm.

Le rapport Course / Alésage (S/D)

Si le moteur dispose d'une architecture telle que le diamètre d'alésage D est égal à la course S, on dit que le moteur est carré ou à course normale. Dans les moteurs à essence où S/D est inférieure à 1 le moteur est dit super carré. Dans les moteurs diesel S/D est supérieur à 1 le moteur est dit à course longue. D'une manière générale S/D se situe entre 1,2 et 2 pour les moteurs à gas et les moteurs diesel lents et S/D varie entre 0,7 et 1,3 pour les moteurs diesel rapides.

Le rapport Bielle / Manivelle ($\lambda = r / L_b$)

C'est le rapport de la longueur de la bielle sur le rayon de la manivelle telle que $\lambda = 0.238$ à 0.275 pour les moteurs à essence et $\lambda = 0.222$ à 0.263 pour les moteurs à diesel.

Le diamètre d'alésage D (centimètre) C'est le diamètre du cylindre.

La course du piston S (centimètre) C'est la distance parcourue par le piston entre le Point Mort Haut et le Point Mort Bas.

La cylindrée unitaire (cm^3) C'est le volume balayé par le piston entre le PMH et le PMB

$$V_{cyl} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} * S$$

La cylindrée totale (cm^3) C'est le volume de la cylindrée unitaire multiplié par le nombre de cylindres

$$V_{tot} = V_{cyl} * Z$$

Le volume au PMB (cm^3) C'est la somme du volume de la cylindrée unitaire et du volume de la chambre de combustion.

$$V_{PMB} = V_{cyl} + V_c$$

Le volume au PMH (cm^3) C'est le volume de la chambre de combustion délimité par la culasse, la tête du piston et la chemise du cylindre.

$$V_{PMH} = V_c$$

Le taux de compression volumétrique C'est le rapport entre le volume du cylindre quand le piston est au point mort bas et le volume du cylindre quand le piston est au point mort haut.

$$\varepsilon = \frac{V_{PMB}}{V_{PMH}} = \frac{V_{cyl} + V_c}{V_c}$$

Volume chambre de combustion (cm^3) Connaissant la valeur du taux de compression volumétrique et la cylindrée unitaire du moteur on peut déduire le volume mort ou le volume de la chambre de combustion comme suit :

$$V_{cc} = \frac{V_{cyl}}{\varepsilon - 1}$$

Chapitre 2

Principe de fonctionnement

2-1. Dosage du carburant dans les moteurs à essence

Dans un moteur à allumage commandé l'écoulement de l'air dans le circuit d'admission est créé à partir du moment de l'ouverture de la soupape d'admission synchronisée avec la course du piston du PMH vers le PMB. La dépression créée provoque l'écoulement de l'air occasionnant la succion et la pulvérisation du carburant dans l'écoulement d'air à travers un organe déprimogène (venturi). Le mélange composé de gouttelettes de carburant et d'air est communément appelé la charge fraîche. Le papillon du starter s'actionne lors des démarrages à froid où on doit diminuer la quantité de carburant. En effet, les tubulures d'admission étant très froids au démarrage, le carburant ne s'évapore pas une fois introduit dans la chambre de combustion. Ainsi, les gouttelettes qui imbibent les pôles des bougies d'allumage empêchent la formation de l'étincelle. Les mauvais démarrages et les démarrages difficiles du moteur endommagent le pignon lanceur du démarreur et peuvent occasionner des défauts sur la couronne dentée solidaire au volant moteur.

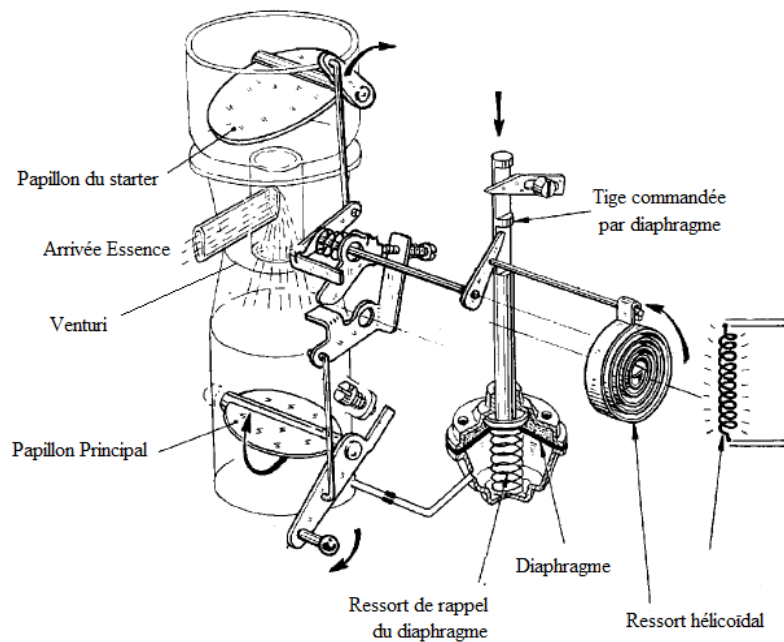


Figure 2-1. Schéma du carburateur.

2-2. Principe de fonctionnement du moteur à 4 temps

Le moteur à quatre temps correspond à deux tours vilebrequin qui regroupent les quatre temps. Phase d'admission où le piston descend et la soupape d'admission s'ouvre et l'air frais s'engouffre dans le cylindre. Phase de compression où la soupape d'admission se ferme et le

piston remonte. L'air ou bien la charge fraîche sont comprimés et s'échauffent fortement. Pour les moteurs diesel lorsque le piston atteint les 9/10ème de sa course environ une quantité de carburant est alors injectée. Phase de détente où les soupapes sont fermées, le mélange d'air et de carburant contenu dans le cylindre est sous pression et la température est suffisamment élevée pour que ce mélange s'enflamme en créant une surpression qui pousse le piston vers le bas. Phase d'échappement où la soupape d'échappement s'ouvre et le piston remonte en chassant les gaz brûlés vers le circuit d'échappement. Dans le cas d'un moteur à quatre cylindres chacun des pistons effectue les 4 phases décrites précédemment et est décalé de 180° par rapport aux autres pistons suivant un l'ordre d'allumage 1342. Ainsi, pendant que le premier piston est en fin de phase de compression, le troisième est en fin de phase d'admission début de compression, le quatrième en fin de phase d'échappement début d'admission et le deuxième en fin de phase d'explosion début d'échappement [4].

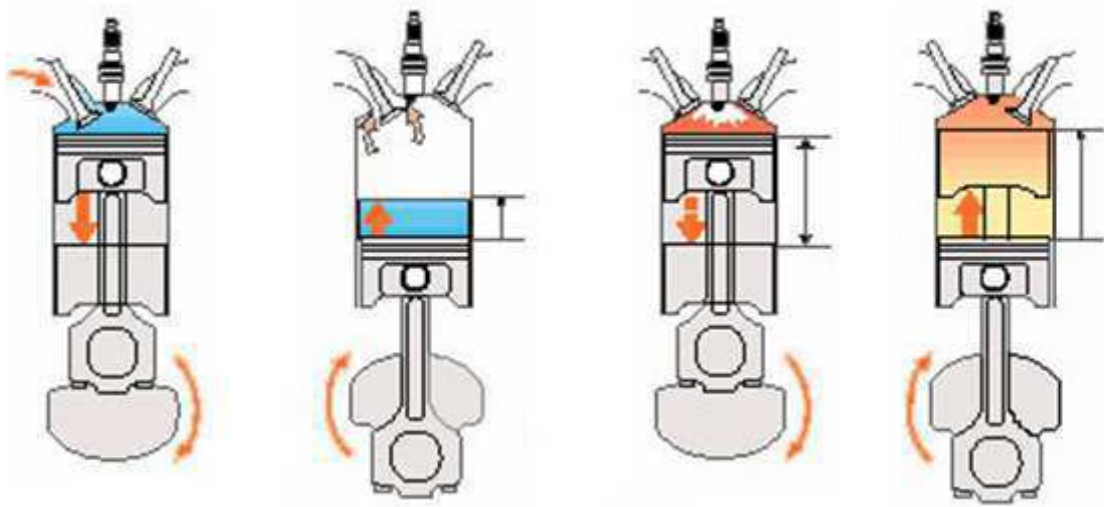
2-2-1. Moteur à allumage commandé

Le moteur à essence est alimenté avec un mélange air-essence et le dosage est réalisé soit par carburateur, soit dans le cylindre par injection directe ou indirecte. La quantité d'air admise est modulée par un papillon situé entre le carburateur et la tubulure d'admission. Le rapport entre la masse d'air et la masse de carburant est importante et constitue un indicateur de ce que l'on appelle la richesse du mélange carburé et est généralement de l'ordre de 16 :1.

Au cours d'un fonctionnement type automobile, le taux de remplissage varie de 20% à faibles charges jusqu'à 100% à pleine charge pour des moteurs à aspiration naturelle. Le taux de remplissage du cylindre qui représente la masse réellement introduite dépasse largement l'unité soit 3 à 4 dans le cas du moteur suralimenté.

À l'intérieur du cylindre, l'air et le carburant vaporisé se transforment en un mélange gazeux homogène et combustible. L'allumage peut être alors déclenché en provoquant une élévation locale de la température, créant ainsi un noyau enflammé, puis un front de flamme se propageant dans la chambre.

Le moment d'allumage est donc contrôlable d'où la dénomination de ce type de moteur. Le moyen universellement choisi pour ce faire est de provoquer une étincelle électrique en un point de la chambre à l'aide d'une bougie d'allumage.



L'admission

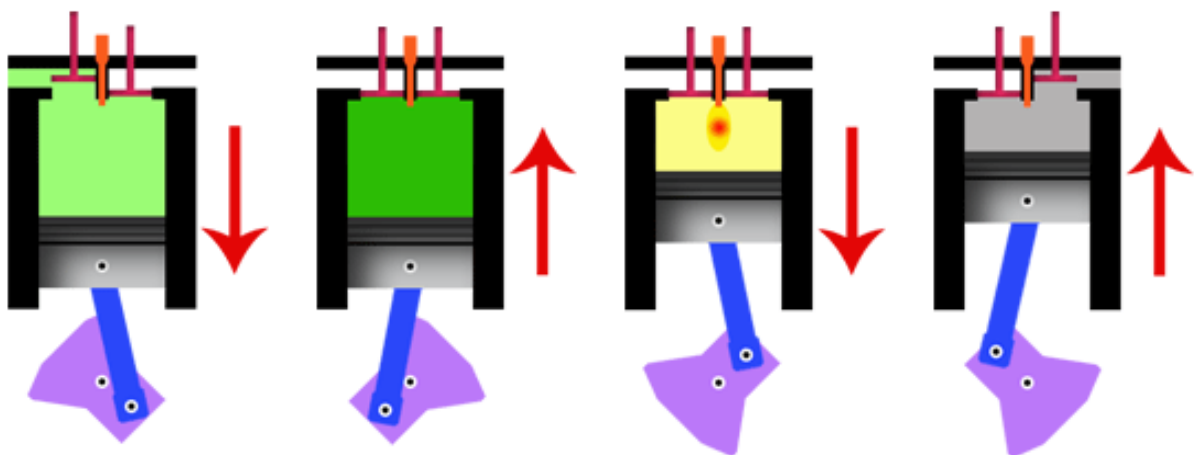
La compression

La détente

L'échappement

Figure 2-2. Cycle à 4 temps dans un moteur à essence.

2-2-2. Moteur à allumage par compression



L'admission

La compression

La détente

L'échappement

Figure 2-3. Cycle à 4 temps dans un moteur diesel.

Conçu par Rudolf Diesel à la fin du 19^{ème} siècle, le moteur diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané par phénomène d'autoallumage (auto inflammation).

Pendant le temps de compression l'air est comprimé à une pression comprise entre 30 et 55 bars (moteurs atmosphériques) ou entre 80 et 110 bar (moteurs suralimentés par turbocompresseur) et simultanément chauffé à une température comprise entre 700 et 900 °C. Cette température suffit pour provoquer l'auto-inflammation du carburant injecté peu avant la fin de la compression au voisinage du point mort haut du piston.

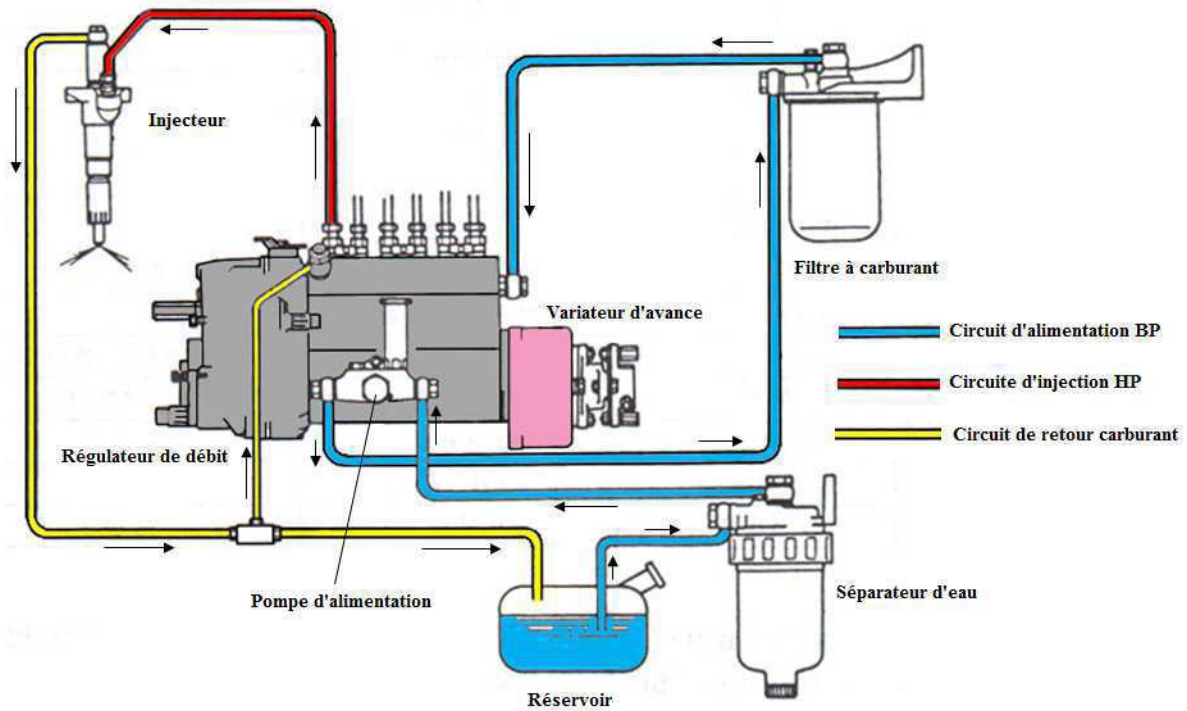


Figure 2-4. Système d'injection dans un moteur diesel.

La figure (2.4) représente le circuit d'injection standard d'un moteur diesel à injection directe. Il s'agit d'un moteur doté de six cylindres alimentés par une pompe distributrice radiale à pistons. Le système d'injection se compose comme indiqué sur la figure du réservoir de carburant, d'un séparateur d'eau, d'un système de filtration, d'une pompe de distribution et d'injecteurs. Le pignon de la pompe distributrice est généralement entraîné par le moteur par le moyen de la chaîne de distribution. Elle est en outre, dotée d'un variateur d'avance et d'un régulateur d'avance.

ORDRE D'ALUMAGE / D'INJECTION

Moteurs 4 cylindres en ligne **L4** : 1-3-4-2 ou bien 1-2-4-3

Moteurs diesel Caterpillar 3500

V8 : 1-2-7-3-4-5-6-8, **V12** : 1-12-9-4-5-8-11-2-3-10-7-6, **V16** : 1-2-5-6-3-4-9-10-15-16-11-12-13-14-7-8

Moteurs diesel Caterpillar 3400

L6: 1-5-3-6-2-4, **V8**: 1-8-4-3-6-5-7-2, **V12**: 1-4-9-8-5-2-11-10-3-6-7-12

2-2-3. Etude thermodynamique du cycle théorique

Les cycles thermodynamiques théoriques relatifs au moteur thermique ont été imaginés par Otto et diesel en prenant comme hypothèses :

- 1- La compression et la détente sont isentropiques.
- 2- La combustion dans les moteurs à essence se fait à volume constant.
- 3- La combustion dans les moteurs diesel se fait à pression constante.
- 4- La combustion est instantanée (sans délais).
- 5- L'écoulement dans la tubulure d'admission est sans pertes de charge.
- 6- Le balayage des gaz d'échappement est isochore.
- 7- L'écoulement dans le collecteur d'échappement est sans pertes de charge.

Le cycle Otto

Le rendement du cycle étant le rapport de l'énergie utile sur l'énergie dépensée on donc peut noter :

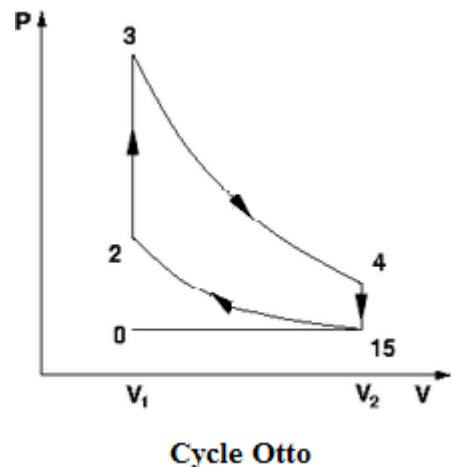
$$\eta_{Otto} = \frac{\text{Travail du cycle}}{\text{Chaleur de combustion}} = \frac{W_{Cycle}}{Q_c} = \frac{\oint TdS}{Q_c}$$

Avec $S_1=S_2, S_3=S_4, V_2=V_3, V_1=V_4$

$$\frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1} = \epsilon$$

$$W_{Cycle} = \oint TdS = \text{la surface de l'aire 12345}$$

$$\eta_{Otto} = \frac{\int_1^2 TdS + \int_2^3 TdS + \int_3^4 TdS + \int_4^1 TdS}{\int_2^3 TdS}$$



$$\eta_{Otto} = \frac{0 + \int_2^3 TdS + 0 + \int_4^1 TdS}{\int_2^3 TdS}$$

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{\int_1^4 TdS}{\int_2^3 TdS}$$

Avec : $TdS = C_v dT + pdV = C_p dT - Vdp$ en supposant que C_v et C_p constantes.

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{\int_1^4 TdS}{\int_2^3 TdS} = 1 - \frac{\left[\int_1^4 C_v dT + \int_1^4 pdV \right]}{\left[\int_2^3 C_v dT + \int_2^3 pdV \right]} = 1 - \frac{\left[\int_1^4 C_v dT + 0 \right]}{\left[\int_2^3 C_v dT + 0 \right]} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

En supposant que la charge est un gaz parfait.

$$P_1 V_1 = RT_1 \quad (1), \quad P_2 V_2 = RT_2 \quad (2), \quad P_3 V_3 = RT_3 \quad (3), \quad P_4 V_4 = RT_4 \quad (4)$$

$$\frac{(4)}{(1)} = \frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1}, \quad \frac{(3)}{(2)} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2}$$

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma, \quad P_4 V_4^\gamma = P_3 V_3^\gamma \quad \Rightarrow \quad \frac{P_4}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} \quad \Rightarrow \quad \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} = 1$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma \frac{V_2}{V_1} = \varepsilon^{\gamma-1}$$

Ainsi, le rendement du cycle Otto est fonction du taux de compression et de γ .

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}}$$

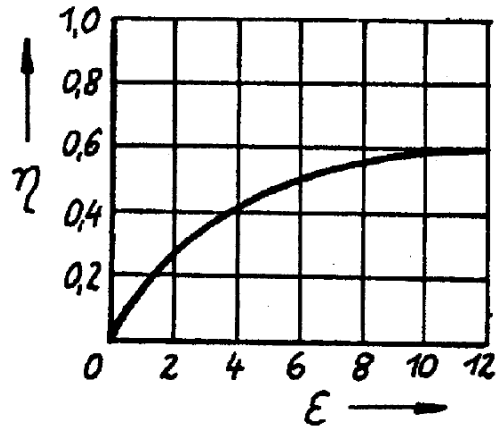


Figure 2-5. Rendement du Cycle Otto

Le cycle Diesel

Le rendement du cycle étant le rapport de l'énergie utile sur l'énergie dépensée on donc peut noter :

$$\eta_{Diesel} = \frac{\text{Travail du cycle}}{\text{Chaleur de combustion}} = \frac{W_{\text{Cycle}}}{Q_c} = \frac{\oint TdS}{Q_c}$$

Avec $S_1=S_2, S_3=S_4, P_2=P_3, V_1=V_4$

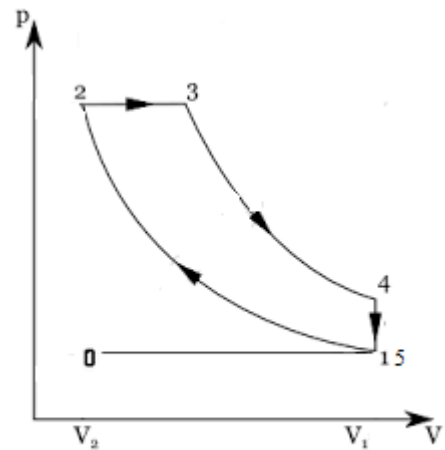
$$\frac{V_3}{V_2} = \alpha$$

$$W_{\text{Cycle}} = \oint TdS = \text{la surface de l'aire } 12345$$

$$\eta_{Diesel} = \frac{\int_1^2 TdS + \int_2^3 TdS + \int_3^4 TdS + \int_4^1 TdS}{\int_2^3 TdS}$$

$$\eta_{Diesel} = \frac{0 + \int_2^3 TdS + 0 + \int_4^1 TdS}{\int_2^3 TdS},$$

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{\int_1^4 TdS}{\int_2^3 TdS}$$



Cycle Diesel

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{\int_1^4 TdS}{\int_2^3 TdS} = 1 - \frac{\left[\int_1^4 C_v dT + \int_1^4 pdV \right]}{\left[\int_2^3 C_p dT - \int_2^3 Vdp \right]} = 1 - \frac{\left[\int_1^4 C_v dT + 0 \right]}{\left[\int_2^3 C_p dT - 0 \right]} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\gamma \frac{T_2}{T_1} \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

En supposant que la charge est un gaz parfait. $P_1V_1 = RT_1$ (1), $P_2V_2 = RT_2$ (2), $P_3V_3 = RT_3$ (3), $P_4V_4 = RT_4$ (4)

$$\frac{(4)}{(1)} = \frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1}, \quad \frac{(3)}{(2)} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = \alpha \quad P_1V_1^\gamma = P_2V_2^\gamma, \quad P_4V_4^\gamma = P_3V_3^\gamma \quad \Rightarrow$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1} = \left(\frac{V_3}{V_2}\right)^\gamma = \alpha^\gamma \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2V_2}{P_1V_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma \frac{V_2}{V_1} = \varepsilon^{\gamma-1}$$

Ainsi, le rendement du cycle Diesel est fonction du taux de compression ε de γ et du taux d'introduction α .

$$\eta_{Diesel} = 1 - \left(\frac{\alpha - 1}{\varepsilon^{\gamma-1}(\alpha^\gamma - 1)} \right)$$

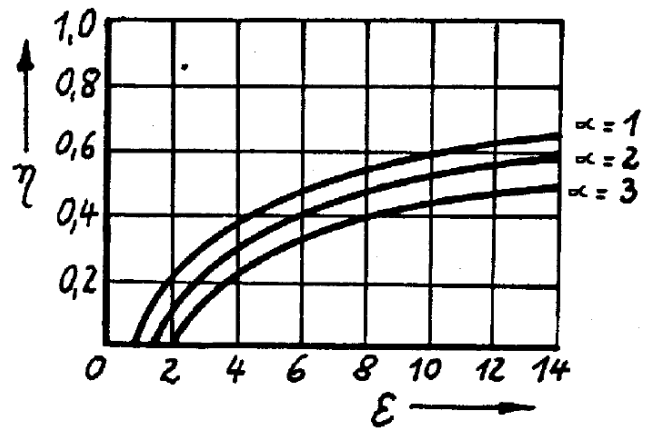


Figure 2-6. Rendement du Cycle Diesel.

Le cycle de Sabathé

Le rendement du cycle étant le rapport de l'énergie utile sur l'énergie dépensée on donc peut noter :

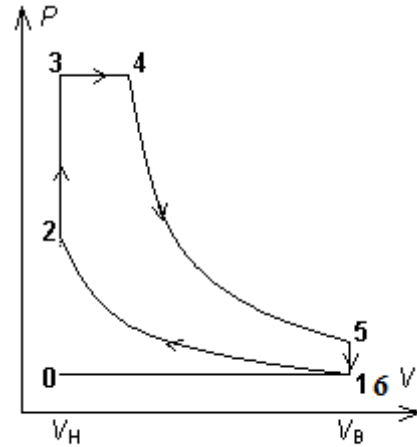
$$\eta_{Diesel} = \frac{\text{Travail du cycle}}{\text{Chaleur de combustion}} = \frac{W_{\text{cycle}}}{Q_c} = \frac{\oint TdS}{Q_c}$$

Avec $S_1=S_2$, $S_3=S_4$, $P_3=P_4$, $V_1=V_5$, $V_2=V_3$

$$\frac{V_3}{V_4} = \alpha, \quad \frac{P_3}{P_2} = \pi, \quad \frac{V_2}{V_1} = \varepsilon$$

$W_{Cycle} = \oint TdS = \text{la surface de l'aire } 123456$

$$\eta_{Diesel} = \frac{\int_1^2 TdS + \int_2^3 TdS + \int_3^4 TdS + \int_4^5 TdS + \int_5^1 TdS}{\int_2^3 TdS + \int_3^4 TdS}$$



Cycle de Sabathé

$$\eta_{Diesel} = \frac{0 + \int_2^3 TdS + \int_3^4 TdS + 0 + \int_5^1 TdS}{\int_2^3 TdS + \int_3^4 TdS}, \quad \eta_{Diesel} = 1 - \frac{\int_1^5 TdS}{\int_2^3 TdS + \int_3^4 TdS}$$

Avec : $TdS = C_v dT + pdV = C_p dT - Vdp$ en supposant que C_p et C_v sont constantes.

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{\int_1^5 TdS}{\int_2^3 TdS} = 1 - \frac{\left[\int_1^5 C_v dT + \int_1^5 pdV \right]}{\left[\int_2^3 C_v dT + \int_2^3 pdV + \int_3^4 C_p dT - \int_3^4 Vdp \right]}$$

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{\left[\int_1^5 C_v dT + 0 \right]}{\left[\int_2^3 C_v dT + 0 + \int_3^4 C_p dT - 0 \right]} = 1 - \frac{C_v(T_5 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)}$$

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{\left(\frac{T_5}{T_1} - 1 \right)}{\frac{T_2}{T_1} \left[\left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) + \gamma \left(\frac{T_4}{T_2} - \frac{T_3}{T_2} \right) \right]}$$

En supposant que la charge est un gaz parfait.

$$P_1 V_1 = RT_1 \quad (1), \quad P_2 V_2 = RT_2 \quad (2), \quad P_3 V_3 = RT_3 \quad (3), \quad P_4 V_4 = RT_4 \quad (4), \quad P_5 V_5 = RT_5 \quad (5)$$

$$\frac{(5)}{(1)} = \frac{T_5}{T_1} = \frac{P_5}{P_1}, \quad \frac{(3)}{(2)} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = \pi$$

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma, \quad P_4 V_4^\gamma = P_5 V_5^\gamma$$

$$\Rightarrow \frac{T_4}{T_2} = \frac{P_4 V_4}{P_2 V_2} = \frac{P_3 V_4}{P_2 V_3} = \pi \alpha$$

$$\Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma \frac{V_2}{V_1} = \varepsilon^{\gamma-1}$$

$$\frac{P_5}{P_1} \left(\frac{V_5}{V_1}\right)^\gamma = \frac{P_4}{P_2} \left(\frac{V_4}{V_2}\right)^\gamma \quad \frac{P_5}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^\gamma = \pi \alpha^\gamma$$

Ainsi, le rendement du cycle Diesel est fonction du taux de compression ε et du taux d'introduction α .

λ est coefficient d'excès d'air.

$$\eta_{Sabathé} = 1 - \frac{(\pi \alpha^\gamma - 1)}{\varepsilon^{\gamma-1} [(\pi - 1) + \gamma \pi (\alpha - 1)]}$$

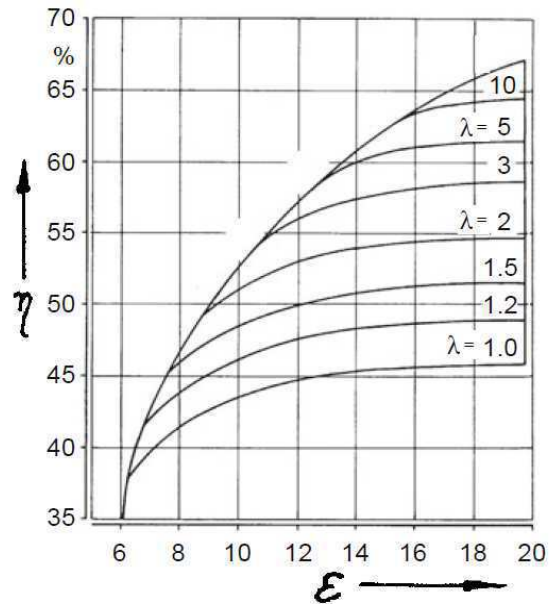


Figure 2-7. Rendement du Cycle de Sabathé.

Remarque : Dans le cas du moteur à essence $\frac{V_3}{V_4} = \alpha = 1$ et dans le cas du moteur diesel

$$\frac{P_3}{P_2} = \pi = 1.$$

Chapitre 3

Analyse du cycle réel

3-1. Cycle réel du moteur à combustion interne

Il est indéniable qu'un moteur thermique ne peut pas fonctionner suivant le cycle théorique. En fait, les cycles théoriques font abstractions de plusieurs éléments importants et déterminants dans le fonctionnement correct du moteur :

1. L'échange de chaleur à travers les parois est impossible à supprimer. Ceci implique des variations de pression à l'intérieur du cylindre moteur.
2. Les pertes de charge lors du passage des gas frais ou brûlés dans les tubulures et collecteurs ne sont pas négligeables.
3. Les pertes de charge par pompage lors des écoulements à travers papillons et soupapes ne sont pas négligeables.
4. Le cylindre moteur ne se remplit pas convenablement surtout lorsque la vitesse rotation est très élevée.
5. Le balayage des gas d'échappement ne se fait pas convenablement surtout lorsque la vitesse rotation est très élevée.
6. La combustion est très rapide mais pas instantanée et dure une fraction appréciable de la course du piston. Ainsi, l'allumage ou l'injection pile à en fin de compression ne sont pas appropriés.

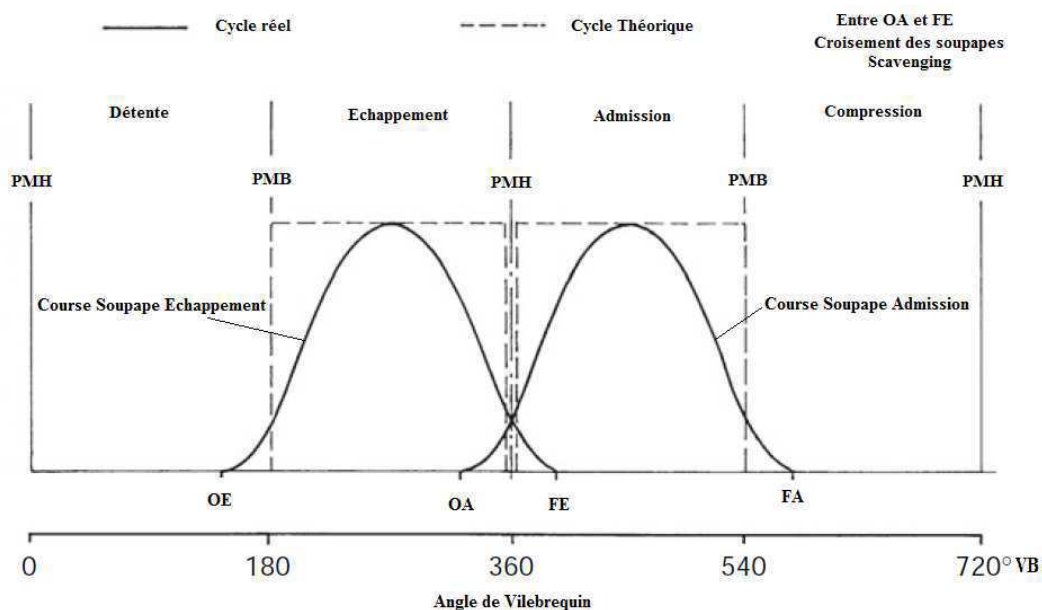


Figure 3-1. Course des soupapes durant un cycle.

D'après le tableau (3-1) si on se réfère aux cycles théoriques le temps alloué à la phase d'admission et d'échappement descend de 30 millisecondes à 7,5 millisecondes lorsque la vitesse passe de 1000 tr/min à 4000 tr/min. Par conséquent, si on garde un temps équivalent à 180 degrés vilebrequin, la vidange et le remplissage des cylindres ne peuvent se faire correctement à très hauts régimes de rotation du moteur.

N Tr/min	En degrés Vilebrequin	En millisecondes
1000	180 °VB	30
2000	180 °VB	15
2800	180 °VB	10,7
3000	180 °VB	10
4000	180 °VB	7,5

Tableau 3-1. Durées d'admission et d'échappement à différentes vitesses.

Afin de tenir compte de tous les éléments cités on a été amenés à :

1. Modifier les instants d'ouvertures et de fermetures des soupapes. La soupape d'admission commence à s'ouvrir avant le point mort haut (AOA ou avance à l'ouverture de la soupape d'admission) et se ferme après le point mort bas (RFA ou avance à la fermeture de la soupape d'admission). La soupape d'échappement commence à s'ouvrir avant le point mort bas (AOE ou avance à l'ouverture de la soupape d'échappement) et se ferme après le point mort haut (RFE avance à la fermeture de la soupape d'échappement). Les phases d'admission et d'échappement dureront plus longtemps. Ainsi, une bonne vidange et un remplissage correct des cylindres sont assurés.

2. Dans un moteur à allumage commandé on provoque l'étincelle quelque degrés avant la fin de compression (AA ou avance à l'allumage) ce qui permet de brûler complètement les gas frais dans le cylindre.

3. Dans un moteur à allumage par compression on provoque l'injection quelque degrés avant la fin de compression (AI ou avance à l'injection) ce qui permet au jet de carburant de

se pulvériser, s'évaporer et bien se mélanger avec l'air. Une combustion complète et plus douce en résultera.

3-2. Phase d'admission

Le piston descend du PMH vers le PMB. La soupape d'admission est déjà ouverte et celle de l'échappement se ferme. Le mouvement du piston crée une dépression de l'ordre 0,1 à 0,2 bar. Les pertes de charge dues à la différence de section de passage de la soupape d'admission ont une influence sur le remplissage du cylindre et donc sur la puissance. Plus la vitesse du moteur est importante plus courte est la durée de l'ouverture de la soupape d'admission. Le remplissage total des cylindres n'est pas possible. En plus, un faible pourcentage des gas brûlés du cycle précédent restent dans le cylindre. Le taux de remplissage réel dans moteur est d'environ 80 %.

Afin de remédier aux problèmes cités on recourt généralement à utiliser :

- ✓ Des tubulures et collecteurs peu courbés, lisses et de longueurs courtes.
- ✓ Des soupapes d'admissions avec des diamètres plus grands que ceux de l'échappement.
- ✓ Des chambres de combustion le plus compactes.
- ✓ La suralimentation quand c'est possible.

Les valeurs limites de l'avance à l'ouverture et du retard à la fermeture de chaque soupape sont comme suit :

AOA est entre 10 et 30 °VB,

RFA est entre 40 et 60 °VB,

AOE est entre 35 et 60 °VB,

RFE est entre 05 et 20 °VB,

La figure (3-2) représente l'influence du choix des angles d'avance et de fermeture des soupapes sur le taux de remplissage et le taux des gas résiduels dans le cylindre. Si la soupape d'admission commence à s'ouvrir au même instant ou la soupape d'échappement se ferme, un fort taux de gas résiduels est obtenu. En outre, les sièges des deux soupapes seront chargés de

suies et un dysfonctionnement de l'étanchéité surviendra lors de la fermeture des soupapes entraînant une perte de compression.

Ainsi, la quantité de la charge fraîche introduite est réduite. Par contre si la phase de croisement des soupapes est trop prolongée, un mauvais remplissage en résultera puisque les gas frais quittent le cylindre prématurément. Le choix judicieux des angles adéquats à l'ouverture et à la fermeture de telle ou telle soupape s'impose afin de garantir une bonne vidange et un remplissage correct des cylindres.

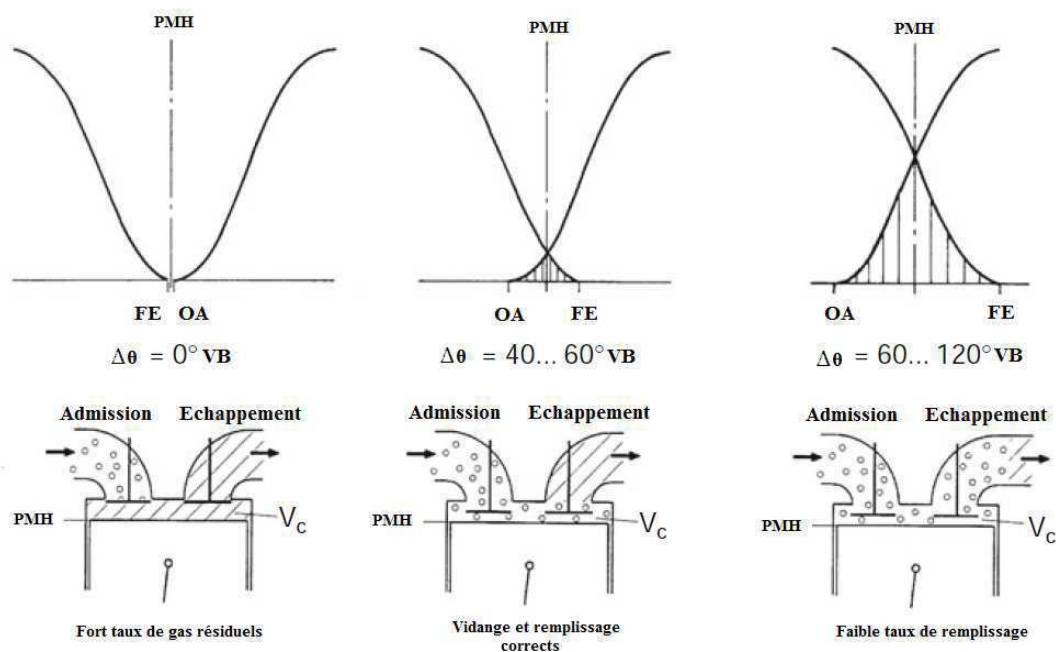


Figure 3-2. Influence du croisement de soupape (Scavenging) sur le remplissage.

Le tableau (3-3) regroupe quelques données techniques sur trois moteurs diesel à injection directe de différentes marques. Les moteurs choisis à titre d'exemples sont in moteur marin, un moteur automobile et un moteur industriel.

A partir des angles de calage reportés sur le tableau (3-2) on peut calculer la durée des phases d'admission et d'échappement de chaque moteur en degré vilebrequin. Les résultats sont regroupés dans le tableau (3-3).

	Moteur 1	Moteur 2	Moteur 3
Type	Expérimental	Automobile	Industriel
Désignation	Lister-Petter SR1	K9K766	MKDIR 620-145
Nombre de cylindres	1	4	6
Cylindrée [cm³]	631	1461	9840
D [cm]	9,525	7,6	12
S [cm]	8,85	8,05	14,5
L_b [cm]	16,5	13,375	22,7
ε	18 : 1	17,9 : 1	17 : 1
Turbocompresseur	Sans	kkk - Wastegate	Schweitzer - GV
Système injection	Pompe unitaire	Injection DCi	Pompe distribution VR
AI statique	18 °VB avant le PMH	8 °VB avant le PMH	8 °VB avant le PMH
AOA	-36 °VB	+09 °VB	-06 °VB
RFA	+69 °VB	+20 °VB	+36 °VB
AOE	-76 °VB	-27 °VB	-50 °VB
RFE	+32 °VB	+07 °VB	+16 °VB
Puissance maximale	5,5 KW @ 1800 tr/min	60 KW @ 3750 tr/min	264 KW @ 2400 tr/min

Tableau 3-2. Fiches techniques de moteurs.

	Moteur 1	Moteur 2	Moteur 3
Durée Admission	285 °VB	111 °VB	222 °VB
Durée Echappement	288 °VB	214 °VB	246 °VB
Durée Croisement des soupapes	68 °VB	00 °VB	22 °VB

Tableau 3-3. Durées d'admission et d'échappement des moteurs du Tableau (3-2).

3-2. Phase de compression

Les deux soupapes fermées, le piston comprime les gas frais dans la chambre de combustion. La pression et la température du mélange augmentent. Ces conditions favorisent l'évaporation rapide et l'homogénéisation du mélange dans les moteurs à essence. Plus le taux de compression est élevé plus la puissance est élevée car la durée de contact des gas brûlé avec les parois diminue (moins de pertes thermiques). Plus la pression de fin de compression est élevée plus la pression maximale du cycle est élevée et la phase de détente (temps moteur) est prolongée. Donc, plus de travail mécanique est récupéré. Cependant, le taux de compression ne doit pas être augmenté arbitrairement. Dans les moteurs à essence un taux de compression élevé conduit à la détonation des gas avant l'allumage (phénomène du Cliquetis). Où des ondes de pression sont provoquées sur le cylindre et sur le piston. Ceci peut engendrer une forte consommation et une baisse de puissance accompagnée de bruit, de coincement du piston et de l'usure du cylindre. Dans les moteurs diesel un taux de compression élevé conduit à des pièces de dimensions plus grandes et par conséquent beaucoup de pertes mécaniques.

Prenant comme exemple le cas d'un moteur diesel qui tourne à un régime de 2800 tr/min avec une avance à l'injection de 20 degrés vilebrequin. En examinant la courbe donnant la variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

On remarque sur la figure (3-3) que pour ce moteur la combustion vive ne commence qu'après un certain retard composé de :

➤ Un délai physique d'environ 10 degrés vilebrequin d'injection suivi par 7 degrés vilebrequin la vaporisation.

- Un délai chimique correspondant à la phase de combustion d'oxydation sans flamme d'environ 3 degrés vilebrequin.
- Une phase de combustion vive très rapide avec flamme d'à-peu-près 5 degrés vilebrequin.
- Une phase de combustion avec flamme de diffusion.

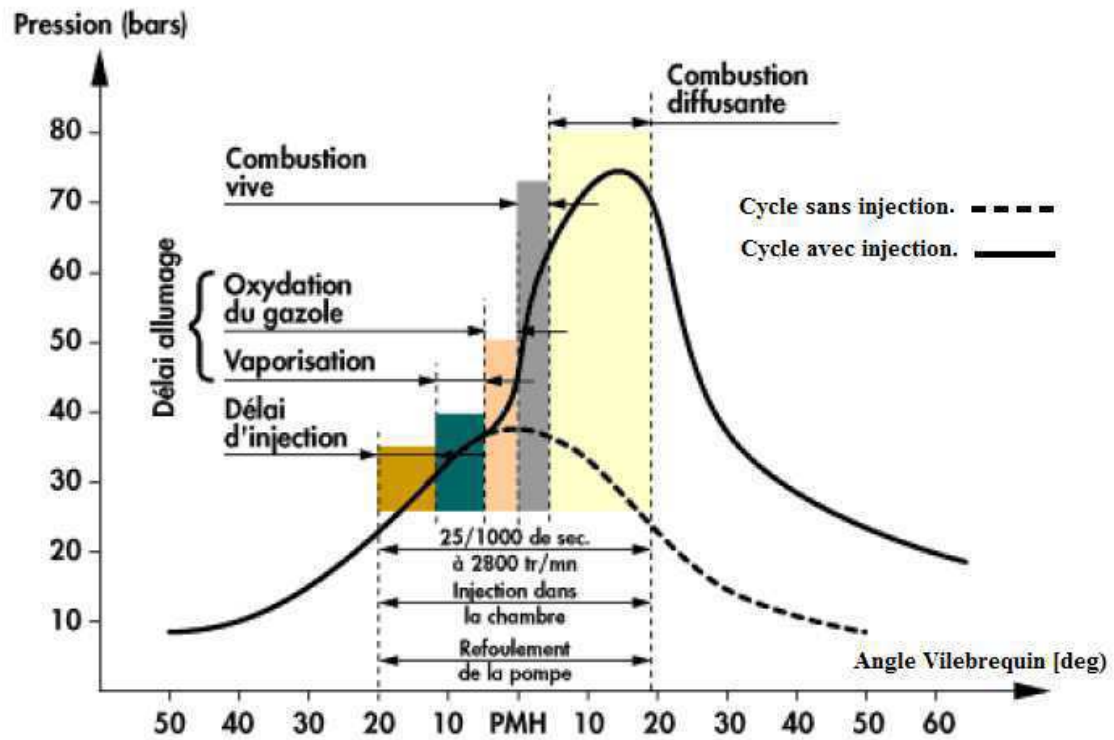


Figure 3-3. Courbe typique de pression cylindre dans un moteurs diesel.

La phase d'injection dure 40 degrés vilebrequin alors que la combustion ne dure que 20 degrés vilebrequin. La combustion accuse un retard considérable mais avec l'avance à l'injection elle commence pile lorsque le piston est en fin de compression. Le tableau (3-4) illustre une analyse comparative du délai, de la durée d'injection et celle de la combustion à différentes vitesses de rotation du moteur. Plus la vitesse de rotation du moteur augmente plus courts seront les délais.

On dispose à cet effet de variateurs d'avance sur les systèmes d'injection des moteurs diesel capables d'adapter l'angle d'injection en fonction de la vitesse de rotation. Un fonctionnement correct du moteur est assuré quelle que soit la vitesse de rotation.

N Tr/min	Délai d'auto inflammation Millisecondes	Durée d'injection Millisecondes	Durée de la combustion Millisecondes
1000	3,33	6,66	3,33
2000	1,67	3,34	1,67
2800	1,19	2,38	1,19
3000	1,00	2,00	1,00
4000	0,83	1,66	0,83

Tableau 3-4. Délai d'auto inflammation et durées d'injection et de combustion.

3-3. Phase de détente

La phase de détente correspond à une course motrice du piston. Durant laquelle se déroulent en partie la combustion et la détente des gas. Les deux soupapes fermées, la combustion est amorcée soit par étincelle avec une certaine avance soit par auto inflammation du jet diphasique de carburant après évaporation et homogénéisation de celui-ci avec l'air. Les conditions d'inflammabilité étant situées à une température de l'ordre de 900 °K. Dans un moteur à allumage commandé la pression maximale de combustion est d'environ 40 à 60 bars. Dans un moteur diesel, la pression maximale peut dépasser les 100 bars. La température maximale est de l'ordre de 2200 °K à 2700 °K, alors que la vitesse du front de flamme est de 15 à 30 m/s. sous l'effet de la pression des gas le piston est chassé vers le bas et le vilebrequin effectue un demi tour.

3-4. Phase d'échappement

C'est la phase de refoulement des gas d'échappement. La soupape d'admission est fermée alors que celle de l'échappement s'ouvre. La pression dans le cylindre chute rapidement jusqu'à 4 à 7 bars. Les produits de combustion sont refoulés par le piston pour atteindre une pression d'environ 1,1 bar et des températures de 500 °K à 800 °K à vide (au ralenti) et de 900 °K à 1300 °K en pleine charge.

Le croisement des soupapes peut se produire durant la fin de la fin phase d'échappement. Le temps correspondant au croisement est très court pour permettre le retour des gas dans le cylindre moteur. On obtient de cette manière un meilleur remplissage par les gas frais surtout aux régimes élevés. La figure (3-4) représente le diagramme de Clapeyron relatif au cycle réel d'un moteur à allumage commandé. Le cycle réel est loin d'être celui d'Otto. En effet, les phases d'admission et d'échappement ne se déroulent pas à pression constantes. La combustion ne se produit ni instantanément ni à volume constant.

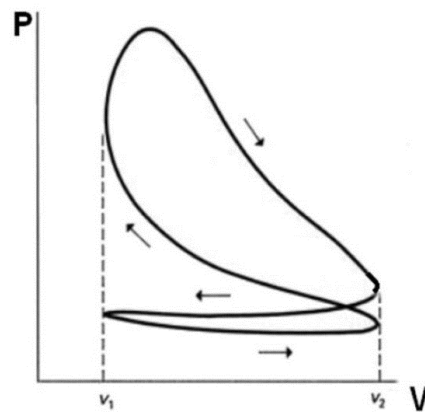


Figure 3-4. Diagramme (PV) du cycle réel d'un moteur à essence.

Chapitre 4

Puissance et rendements

4-1. Position instantanée du Piston (cm)

Soit le système piston-bielle-manivelle comme représenté sur la figure (4-1). On demande de trouver la position instantanée du piston x en fonction de l'angle vilebrequin β , du rapport bielle manivelle ($\lambda=L/r$) et du rayon de la manivelle r .

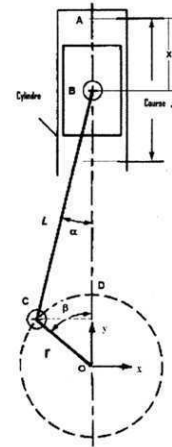


Figure 4-1. Système Piston-Bielle-Manivelle.

$$x = \overline{OA} - \overline{OB} = (r + L) - \overline{OB}$$

$$\overline{OB} = \overline{OD} - \overline{DB} \quad \text{avec}$$

$$\overline{OD} = r \cos \beta \quad \text{et} \quad \overline{DB} = L \cos \alpha$$

$$\text{D'où: } \boxed{x(\beta) = (r + L) - r \cos \beta - L \cos \alpha} \quad (1)$$

Par ailleurs :

$$\sin \beta = \frac{\overline{CD}}{r} \quad \text{et} \quad \sin \alpha = \frac{\overline{CD}}{L} \Rightarrow r \sin \beta = L \sin \alpha \Rightarrow \sin \alpha = \frac{r}{L} \sin \beta \Rightarrow \sin \alpha = \lambda \sin \beta$$

$$\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1 \quad , \quad \sin \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} \quad , \quad 1 - \cos^2 \alpha = \lambda^2 \sin^2 \beta$$

$$\boxed{\cos \alpha = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \beta}} \quad (2)$$

En remplaçant (2) dans (1) : $x = r - r \cos \beta + L - L \cos \alpha = r(1 - \cos \beta) + L(1 - \cos \alpha)$

$$\boxed{x(\beta) = r \left[(1 - \cos \beta) + \frac{L}{r} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \beta} \right) \right]} \quad (3)$$

Sachant que le développement limité de $(1 - f)^m$ au voisinage du zéro est donné par :

$$(1 - f)^m = 1 - \frac{mf}{1!} + \frac{m(m-1)f^2}{2!} + o(f^3)$$

Si on pose : $m=1/2$ et $f = 1 - \lambda^2 \sin^2 \beta$ on peut écrire donc :

$$1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \beta} = 1 - \frac{\frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \beta}{1!} + \frac{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - 1 \right) \lambda^4 \sin^4 \beta}{2!} + o(f^3)$$

Le terme $\frac{\frac{1}{2}(\frac{1}{2}-1)\lambda^4 \sin^4 \beta}{2!} \rightarrow 0$ car $f^2 \rightarrow 0$ quand $f \rightarrow 0$

$$1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \beta} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \beta \quad (4)$$

En remplaçant (4) dans (3) on obtient :

$$x(\beta) = r \left[(1 - \cos \beta) + \frac{L}{r} \left(1 - 1 + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \beta \right) \right], \quad x(\beta) = r \left[(1 - \cos \beta) + \frac{1}{\lambda} \left(\frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \beta \right) \right]$$

$$\boxed{x(\beta) = r \left[1 - \cos \beta + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \beta \right]}$$

Puisque : $\sin^2 \beta = \frac{1}{2} (1 - \cos 2\beta)$

$$\boxed{x(\beta) = r \left[1 - \cos \beta + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\beta) \right]}$$

4-2. Vitesse instantanée du Piston (cm/s)

$$\dot{x}(\beta) = \frac{dx(\beta)}{dt} = \frac{d\beta}{dt} \frac{dx(\beta)}{d\beta} = \dot{\beta} \frac{dx(\beta)}{d\beta}$$

Où $\dot{\beta} = \omega = \frac{2\pi}{60} N$ est la vitesse angulaire en radian/seconde.

$$\boxed{\dot{x}(\beta) = r\omega \left[\sin \beta + \frac{\lambda}{2} (\sin 2\beta) \right]}$$

4-3. Accélération instantanée du Piston (cm²/s)

$$\ddot{x}(\beta) = \frac{dv(\beta)}{dt} = \frac{d\beta}{dt} \frac{dv(\beta)}{d\beta} = \dot{\beta} \frac{dv(\beta)}{d\beta}$$

$$\boxed{\ddot{x}(\beta) = r\omega^2 [\cos \beta + \lambda(\cos 2\beta)]}$$

4-4. Diagramme d'indication

C'est la représentation graphique du cycle réel à travers la courbe de pression moyenne dans le cylindre P_{cyl} en fonction de l'angle vilebrequin β ou bien le diagramme de la pression moyenne dans le cylindre P_{cyl} en fonction du volume $V(\beta)$.

Pour chaque valeur de l'angle vilebrequin β on peut mesurer ou bien prédire par calcul P_{cyl} ensuite on tire la position du piston dans le cylindre par la relation :

$$x(\beta) = r \left[(1 - \cos(\beta)) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2(\beta)) \right]$$

Le volume $V(\beta)$ est le produit de la position $x(\beta)$ par V_{cyl} soit :

$$V(\beta) = r \left[(1 - \cos(\beta)) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos^2(\beta)) \right] \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

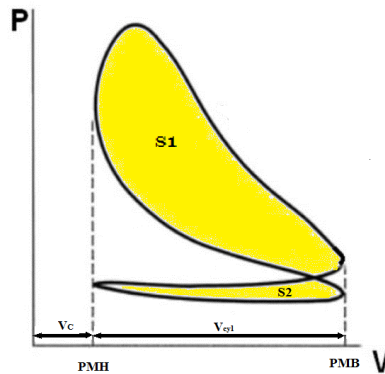


Figure 4-2. Diagramme (PV) du cycle réel d'un moteur à essence.

4-5. Pression moyenne indiquée (p_{mi})

La Pression moyenne indiquée du cycle est la pression équivalente supposée constante délimitée par la course de compression et celle de détente. Où S_1 est le travail positif durant le cycle et S_2 est la somme de travaux négatif durant le cycle. Cette valeur est calculée pour un seul cylindre comme suite :

$$S_1 = W_{indiqué} = \int P dV = p_{mi} \cdot V_{cyl}$$

$$W_i = p_{mi} \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

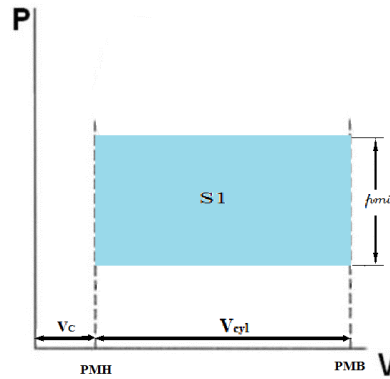


Figure 4-2. Représentation du cycle moteur avec la pression moyenne indiquée.

La pression moyenne indiquée pour un moteur de Z cylindres est donnée par :

$$pmi = \sum_{i=1}^Z \frac{pmi}{Z} = \frac{\sum_{i=1}^Z W_i}{Z V_{cyl}}$$

Pour un moteur à allumage commandé les cycles successifs ne sont pas identiques et les pressions maximales des cycles sont nettement différentes les une des autres.

Par contre pour les moteurs diesel les cycles successifs sont identiques est on peut écrire ainsi : $pmi = \frac{W_i}{V_{cyl}}$.

4-6. Puissance moyenne indiquée (P_i)

La puissance moyenne indiquée développée par un seul cylindre est donnée par :

$$P_i = \frac{W_i}{\Delta t} \quad \text{avec} \quad \Delta t = \frac{60 n_R}{N} \quad , \quad P_i = \frac{W_i N}{60 n_R} = \frac{pmi \cdot V_{cyl} N}{60 n_R}$$

$$pmi = \frac{60 P_i n_R}{V_{cyl} N}$$

$$\text{où } n_R = \begin{cases} 2 & \text{si le moteur est à quatre temps} \\ 1 & \text{si le moteur est à deux temps} \end{cases}$$

La puissance moyenne indiquée développée par le moteur est donc :

$$P_i = \frac{pmi \cdot V_{cyl} N}{60 n_R} Z$$

4-7. Puissance effective (P_e)

La puissance développée durant le cycle est dite indiquée. Cependant, cette puissance ne se transmet pas intégralement au vilebrequin à cause des irréversibilités. En effet, à cause des pertes de chaleur par transfert thermique à travers les parois et les différentes mécaniques par frottements. Le travail effectif développé au niveau de l'arbre moteur est inférieur au travail indiqué produit durant le cycle moteur. D'une manière similaire, la puissance moyenne effective est relative à la pression moyenne effective. Celle-ci est la pression qui produit le travail effectif (utile) au niveau de l'arbre moteur.

$$W_e = p_{me} \cdot V_{cyl} \quad \text{et} \quad P_e = \frac{W_e}{\Delta t} \quad \text{ainsi} \quad P_e = \frac{W_e N}{60 n_R} = \frac{p_{me} \cdot V_{cyl} N}{60 n_R}$$

La puissance effective du moteur est : $P_e = \frac{p_{me} \cdot V_{cyl} N}{60 n_R} Z$

La puissance effective du moteur peut-être mesurée sur banc d'essai moteur à partir du produit algébrique du couple fois la vitesse angulaire mesurés au niveau de l'arbre du moteur.

$$P_e = C \cdot \omega = C \frac{2\pi N}{60}$$

La puissance effective est toujours inférieure à la puissance indiquée et on peut noter :

$$P_i = P_e + P_{\text{pertes mécaniques}}$$

$P_{\text{pertes mécaniques}}$ est la puissance dissipée par pertes mécaniques dues aux frottements entre les éléments du moteur, la puissance dépensée pour l'entraînement des organes auxiliaires.

Le rapport entre la puissance effective et la puissance indiquée est le rendement mécanique.

$$\eta_{mec} = \frac{P_e}{P_i} \quad \text{on peut écrire}$$

$$\eta_{mec} = \frac{P_i - P_{mec}}{P_i}$$

$$\eta_{mec} = 1 - \frac{P_{mec}}{P_i}$$

Les pertes mécaniques sont généralement comprises entre 5 et 20 %. Le rendement mécanique η_{mec} est de l'ordre de 80 à 95 %.

4-8. Consommation spécifique indiquée (b_i)

Pour faire fonctionner le moteur on a besoin d'une quantité de carburant m_f . Si on divise m_f par le temps on obtient le débit de carburant B en (kg/h ou en g/s).

La consommation spécifique indiquée b_i est la quantité de carburant nécessaire au moteur pour développer une puissance de 1 KWh (i.e. une puissance de 1 KW durant 1 heure).

$$b_i = \frac{B}{P_i} 3600$$

Si B est le débit de carburant en gr/s et P_i est puissance indiquée en KW alors b_i est estimée en g/KWh. Pour le moteur diesel b_i varie entre 170 et 200 g/KWh.

4-9. Rendement indiqué (η_i)

C'est le rapport du travail indiqué fourni sur la quantité de chaleur dégagée par combustion pour réaliser ce travail. Pour une durée de travail égale à une heure on peut calculer le rendement indiqué par la relation suivante :

$$\eta_i = \frac{W_i}{PCI \cdot m_f}$$

m_f est la quantité de carburant en Kg, W_i est le travail indiquée en KJ, PCI est le pouvoir calorifique du carburant (KJ/kg). Mais d'une manière plus pratique il nous est plus aisé de calculer le rendement indiqué à partir du débit de carburant et de la puissance indiquée à partir de la relation :

$$\eta_i = \frac{P_i}{PCI \cdot B}$$

B est le débit de carburant en Kg/h, P_i est la puissance indiquée en KW et PCI est le pouvoir calorifique du carburant (KJ/kg). Le rendement indiqué représente la somme des pertes thermiques à travers les chemises, la tête du piston et la culasse en plus de la chaleur évacuée par les organes d'échappement et les pertes dues à une combustion incomplète et au refroidissement.

Le rendement indiqué du moteur diesel est de l'ordre de 40 à 50 %.

4-10. Consommation spécifique effective (b_e)

Obtenu par analogie à la consommation spécifique indiquée. La consommation effective est doit être supérieure à celle indiquée à cause des pertes. Ainsi, pour obtenir 1 KW au niveau de l'arbre moteur on doit brûler plus de carburant. La quantité excédentaire correspond au travail et puissance perdues par frottements et par transfert de chaleur.

$$b_e = \frac{B}{P_e} 3600$$

Si B est le débit de carburant en gr/s et P_e est puissance effective en KW alors b_e est estimée en g/KWh. Pour le moteur diesel b_e varie entre 190 et 230 g/KWh.

4-11. Rendement effectif (η_e)

Le rendement effectif est aussi appelé rendement global. Il sert surtout à comparer les différents moteurs. Par analogie au rendement indiqué on peut calculer le rendement effectif par la relation :

$$\eta_e = \frac{W_e}{PCI \cdot m_f}$$

m_f est la quantité de carburant en Kg, W_i est le travail effectif en KJ, PCI est le pouvoir calorifique du carburant (KJ/kg). Mais d'une manière plus pratique il nous est plus aisé de calculer le rendement effectif à partir du débit de carburant et de la puissance indiquée à partir de la relation :

$$\eta_e = \frac{P_e}{PCI \cdot B} \cdot 3600$$

$$\eta_e = \frac{\eta_{th} P_i}{PCI \cdot B} \cdot 3600$$

$$\eta_e = \eta_{th} \cdot \eta_i$$

B est le débit de carburant en Kg/s, P_e est la puissance effective en KW et PCI est le pouvoir calorifique du carburant (KJ/kg). Le rendement effectif du moteur diesel est de l'ordre de 37 à 47 %.

Compte tenu de la dernière expression l'amélioration du rendement global du moteur implique l'augmentation du rendement thermique et du rendement indiqué. Ceci tend à diminuer les frottements, les chocs et vibration et réduire le travail absorbé pour l'entraînement des organes annexes.

1- Afin d'augmenter le rendement thermique on doit :

- Assurer un bon graissage.
- Utiliser des pièces de bonne qualité (ajustage correct, précision et bonne finition).
- Employer des métaux à faible coefficient de frottement.
- Diminuer au maximum la masse des pièces mobiles.
- Eliminer les balourds sur le vilebrequin afin d'assurer un bon équilibrage.
- Réduire es efforts horizontaux sur les pièces.

2- Afin d'augmenter le rendement indiqué on doit :

- Augmenter le taux de compression volumétrique (dans la limite du possible).
- Diminuer les pertes de charge dans les collecteurs et les tubulures.
- Augmenter la puissance indiquée par l'augmentation de la pression moyenne indiquée, du nombre de cylindres est des dimensions du moteur (alésage et course).

4-12. Calcul de la vitesse moyenne du piston (m/s)

La vitesse du piston ne doit pas dépasser une certaine limite établie par le constructeur. Elle peut aller jusqu'à 15 m/s. Les valeurs exagérées de la vitesse du piston ont pour effet d'augmenter les pertes mécaniques et les efforts d'inertie. La vitesse moyenne du piston peut être calculée à partir de la relation suivante :

$$\overline{U}_p = \frac{SN}{30}.$$

4-13. Courbes caractéristiques d'un moteur à combustion interne

La cartographie statique du moteur illustre l'ensemble des points de fonctionnement obtenus sur bancs d'essai spécialement conçus à cet effet (figure (4-2)). Les courbes caractéristiques

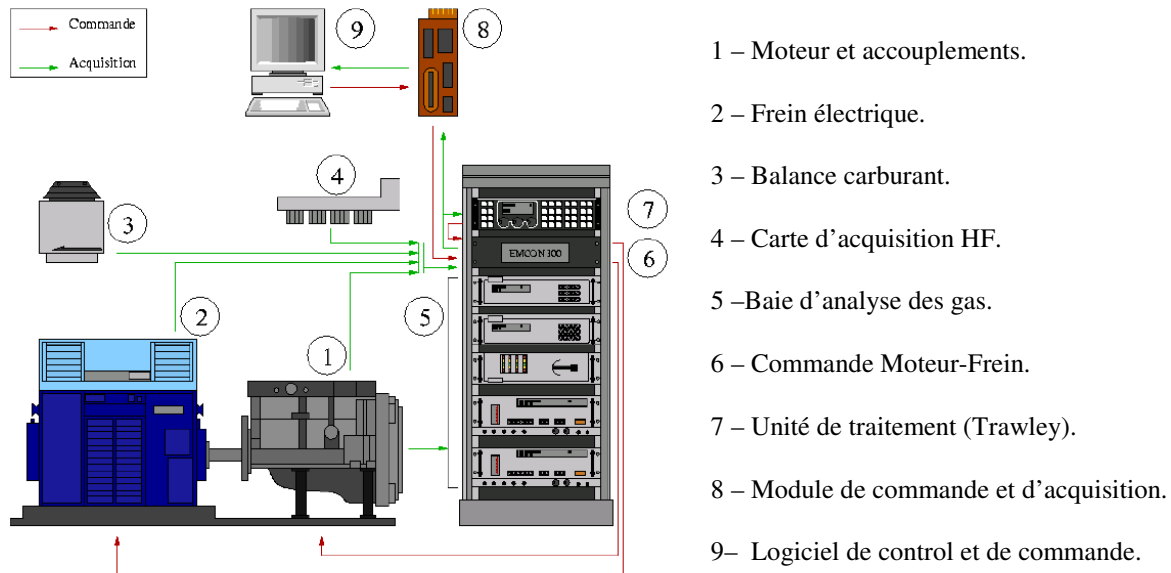


Figure 4-2. Représentation schématique d'un banc d'essai moteur (AVL).

représentent les évolutions de la puissance le couple effectifs et la consommation spécifique à pleine charge en fonction de la vitesse de rotation moteur (figure (4-3)).

4-14. Le couple moteur (Nm)

Le couple varie uniquement en fonction du remplissage et est sensé augmenter avec l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur. Cependant, aux régimes élevés du moteur le remplissage se fait mal et la pression en fin de compression diminue ce qui fait chuter le couple moteur. La courbe caractéristique typique du couple moteur croît légèrement avec le régime moteur pour atteindre un maximum ensuite chuter rapidement.

4-15. La puissance (KW)

La puissance est liée au couple puisque $P = C \cdot \omega$. La puissance augmente quand le couple augmente. Lorsque le couple commence à chuter progressivement l'accroissement de la vitesse vient corriger cette chute et la puissance continue à augmenter. Lorsque le couple

commence à chuter drastiquement la puissance aura atteint sa valeur maximale car l'élévation de la vitesse ne peut compenser cette chute et la puissance commence à chuter rapidement.

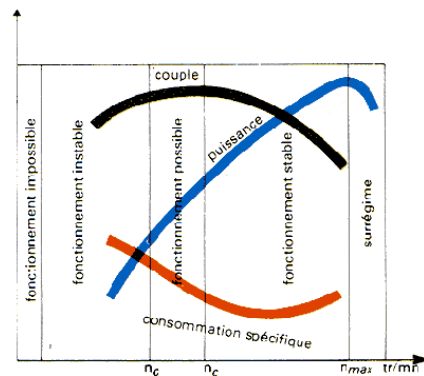


Figure 4-3. Courbes caractéristiques d'un moteur thermique.

4-16. Calcul des efforts sur le système Piston-Bielle-Manivelle

Les efforts exercés sur le système Piston-Bielle-Manivelle proviennent de la force des gas appliquée sur la tête du piston F_{Gas} ainsi que la force d'inertie du système Piston-Bielle (figure (4-4)).

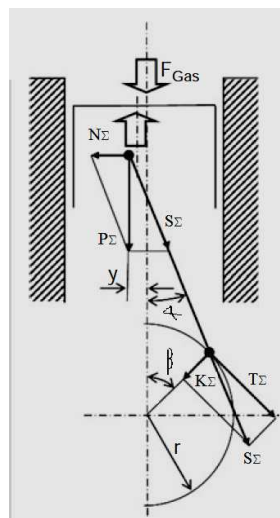


Figure 4-4. Principales forces sur le système Piston-Bielle-Manivelle.

Connaissant le diamètre du piston et la pression moyenne dans le cylindre celle-ci peut être facilement calculée par la relation :

$$F_{Gas} = (P_{cyl} - P_{atm}) \frac{\pi D^2}{4}$$

Les forces d'inertie peuvent être calculées comme suite :

$$F_i = -m \cdot \ddot{x}(\beta)$$

$$F_i = -m r \omega^2 [\cos(\beta) + \lambda \cos(2\beta)]$$

Où m est la masse en mouvement et est donnée par :

$$m = m_{\text{piston}} + m_{1 \text{ Bielle}}$$

$$m_{1 \text{ Bielle}} = (0,2 \div 0,3)m_{\text{Bielle}}$$

$m_{1 \text{ Bielle}}$ est la masse de la bielle rapportée à la masse de la bielle sur l'axe. La pression

d'inertie est alors donnée par la relation : $P_i = \frac{F_i}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)}$

La somme des deux forces citées précédemment est appelée la force sommaire :

$$F_\Sigma = F_{\text{Gas}} \pm F_i$$

La pression sommaire est obtenue une fois la force sommaire est divisée par la section piston :

$$P_\Sigma = \frac{F_\Sigma}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)} = \frac{F_{\text{Gas}} \pm F_i}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)} = P_{\text{Gas}} \pm P_i$$

L'effort latéral sur l'axe du piston N_Σ a tendance à plaquer le piston sur la surface interne du cylindre. Il est donné par :

$$N_\Sigma = P_\Sigma \tan(\alpha)$$

L'effort axial sur la bielle S_Σ est calculé par la relation :

$$S_\Sigma = \frac{P_\Sigma}{\cos(\alpha)}$$

L'effort axial S_Σ se décompose sur la manivelle en deux composantes. Une composante tangentielle T_Σ et une composante radiale K_Σ .

$$T_\Sigma = S_\Sigma \sin(\alpha + \beta) = \frac{P_\Sigma \sin(\alpha + \beta)}{\cos(\alpha)}$$

$$K_\Sigma = S_\Sigma \cos(\alpha + \beta) = \frac{P_\Sigma \cos(\alpha + \beta)}{\cos(\alpha)}$$

Chapitre 5

Combustion

5-1. Introduction

Les combustibles sont des matières inflammables qui produisent de l'énergie calorifique suite à leur oxydation. La quantité de chaleur dégagée par la combustion est directement utilisée telle quelle dans les fours industrielles et les chaudières. Transférée en travail (une forme d'énergie plus précieuse) pour l'utiliser dans l'industrie énergétique telle que dans les moteurs ou les réacteurs. On distingue deux types de combustibles en pratique, les combustibles organiques et les combustibles nucléaires. En général, un combustible naturel ou bien artificiel peut être sous forme liquide, gazeux ou solide.

Exemples

GPL, GNL, H ₂ /O ₂	liquides	Automobile, Aéronautique (LOx).
Propergols	solides	Armement.
GNC	Gazeux	Automobile

Le pétrole est un combustible liquide naturel alors que les différents combustibles liquides en dérive. On a aussi comme combustible naturel le bois, la houille et l'antracite. Le gaz naturel et les gaz qui accompagnent le pétrole (GPL) sont des combustibles gazeux à base de méthane et de propane. D'une manière générale les combustibles liquides ou bien solides comprennent des éléments chimiques combustibles tels que le carbone, C l'azote N, l'oxygène O, l'hydrogène H, le soufre volatile Sv en plus des cendres A et de l'eau (humidité) W. Pour les combustibles solides la flamme est précédée par une phase dite de pyrolyse (combustion sans flamme) et les espèces engendrées seront à l'origine de l'apparition de la flamme. Avec des combustibles liquides tels que les mazouts, la flamme de diffusion est précédée par une phase de combustion rapide dite de pré-mélange ou bien d'oxydation. Celle-ci est précédée par le délai une phase de préparation du mélange combustible. Les éléments tels que le carbone, l'oxygène et l'hydrogène sont à l'origine de l'apparition de la flamme durant la phase de combustion vive (combustion en phase gazeuse avec flamme). La dissociation de l'azote n'a lieu que durant la phase de Post Combustion (post-flamme).

5-1-1. Indice d'octane

L'indice d'octane mesure la résistance d'un carburant liquide à l'auto-inflammation. On le détermine par rapport à un mélange d'iso octane (iC_8H_{18}) très résistant d'indice 100, et d'heptane très auto-inflammable d'indice 0. On recherche une composition de ce mélange présentant le même comportement que le carburant testé. L'indice d'octane est approprié pour les applications avec des carburants telles que les moteurs à allumage commandé.

5-1-2. Indice de cétane

L'indice de cétane mesure l'aptitude à un carburant liquide à l'auto-inflammation. On le détermine par rapport à un mélange de cétane très auto-inflammable d'indice 100. L'indice de cétane est approprié pour les carburants alimentant les moteurs à allumage par compression.

5-2. Caractéristiques des combustibles solides

Dans les calculs de la combustion d'un fuel à l'état liquide ou bien solide on distingue :

- ✓ La masse organique Totale $f(C, N, H, O, S_v, W, A)$.
- ✓ La masse organique Sèche $f(C, N, H, O, S_v, A)$.
- ✓ La masse organique Chaude $f(C, N, H, O, S_v)$.

Une quantité de fuel organique telle que le charbon par exemple égale à 1 kg brut comporte une quantité x de vapeur d'eau en plus d'une quantité y de produits stériles récupérés sous forme de cendres en fin de combustion.

5-2-1. La masse organique Totale (de travail)

C'est la quantité brute du combustible qui arrive à l'exploitation et peut être exprimée comme suit :

$$C^T + N^T + H^T + O^T + S_v^T + W^T + A^T = 100$$

5-2-2. La masse organique chaude

C'est la quantité du combustible pouvant être exploitée énergétiquement et peut être exprimée comme suit :

$$C^C + N^C + H^C + O^C + S^v^C = 100$$

5-2-3. La masse organique sèche

C'est la quantité du combustible sans humidité pouvant être exploitée énergétiquement et peut être exprimée comme suit :

$$C^S + N^S + H^S + O^S + S^v^S + A^S = 100$$

Remarque Pour obtenir la masse en quantité de travail il faut multiplier chaque composant d'une masse considérée (sèche ou chaude) par un coefficient M et ajouter les éléments manquants.

Masse chaude à Masse totale

$$M^{C-T} = \frac{100 - A^T - W^T}{100}$$

Masse sèche à Masse totale

$$M^{S-T} = \frac{100 - W^T}{100}$$

	M^T	M^C	M^S
$M^T \nearrow$	1	$\frac{100}{100 - A^T - W^T}$	$\frac{100}{100 - W^T}$
$M^C \nearrow$	$\frac{100 - A^T - W^T}{100}$	1	$\frac{100 - A^C}{100}$
$M^S \nearrow$	$\frac{100 - W^T}{100}$	$\frac{100}{100 - A^C}$	1

Tableau 5-1. Coefficients de transfert

Exemple 01

Connaissant la composition chimique en masse chaude d'un charbon on demande de déduire sa composition en masse de travail.

$$W^T = 18\%$$

$$A^S = 36\%$$

$$C^C = 71.1\%$$

$$N^C = 1.7\%$$

$$H^C = 5.3\%$$

$$O^C = 20\%$$

$$Sv^C = 1.9\%$$

Solution

$$M^{S-T} = \frac{100 - W^T}{100} \quad \text{et} \quad M^{C-T} = \frac{100 - A^T - W^T}{100}$$

$$A^T = M^{S-T} A^S$$

$$M^{S-T} = \frac{100 - 18}{100} = 0,82$$

$$A^T = 0,82 \times 0,36 = 0,2952 = 29,52 \%$$

$$M^{C-T} = \frac{100 - 29,52 - 18}{100} = 0,5248$$

$$C^T = M^{C-T} C^C = 37,31328 \%$$

$$H^T = M^{C-T} H^C = 2,78144 \%$$

$$Sv^T = M^{C-T} Sv^C = 0,99712 \%$$

$$N^T = M^{C-T} N^C = 0,89216 \%$$

$$O^T = M^{C-T} O^C = 10,496 \%$$

$$W^T = 18 \%$$

$$A^T = 29,52 \%$$

Exemple 02

Déterminer la composition en masse chaude d'un combustible solide tel que :

$$C^T = 48,5 \%$$

$$H^T = 3,6 \%$$

$$Sv^T = 6,1 \%$$

$$N^T = ? \%$$

$$O^T = 4 \%$$

$$W^T = 6,3 \%$$

$$A^S = 33 \%$$

Solution

$$N^T = 0,579 \%$$

$$A^T = A^S (100 - W^T) / 100 = 30,921 \%$$

$$M^{T-C} = \frac{100}{100 - A^T - W^T} \text{ et } M^{T-C} = \frac{1}{0,62779} = 1,592889342$$

$$C^C = 77,2551331 \%$$

$$N^C = 0,92228293 \%$$

$$H^C = 5,73440163 \%$$

$$O^C = 6,37155737 \%$$

$$Sv^C = 9,$$

Remarque

Lorsqu'on mesure les concentrations des produits de combustion dans la fumée on utilise généralement un échantillon de 1 million de particules chimiques (de moles, de litres ou bien de grammes) et l'unité est le PPM (Partie Par Million). Cependant, quand les concentrations sont importantes, telles que la teneur en oxygène, elles peuvent être exprimées en pourcent. Une autre manière de quantifier les concentrations est le nombre de moles où une mole est le nombre d'Avogadro d'atomes de même nature. Ainsi, un nombre n d'atome d'Hydrogène possède une masse égale à 1 gramme alors que la masse du même nombre n d'atome de Carbone est égale à 12 grammes. Le nombre d'Avogadro est déduit d'une manière conventionnelle. C'est le nombre d'atomes contenus dans une certaine masse de carbone 12.

$$N_A = 6,022 \cdot 10^{26} \text{ molécules/mole.}$$

5-3. Caractéristiques des combustibles gazeux

5-3-1. Conditions d'inflammation d'un mélange

Un milieu réactif est peut être défini par trois paramètres à savoir la pression du milieu P, la température absolue du milieu T et la composition du mélange combustible (carburant/comburant). Si l'un des paramètres atteint une valeur inférieure à une valeur critique, le processus d'oxydation est lent ce qui implique que la combustion vive (avec flamme) ne peut être amorcée. La réaction proprement dite n'aura pas lieu. Si les trois paramètres atteignent des valeurs au-delà des seuils critiques le combustible peut s'auto-enflammer. Le processus de réaction d'emballe. Lorsque cette auto-inflammation n'est pas assurée de fait par la nature du combustible tel que pour l'essence une énergie d'activation externe est fournie au système réactif pour l'amorçage de la combustion.

5-3-1-a. Température minimale

Il existe une température minimale T_i pour laquelle la combustion s'amorce c'est la température d'inflammation. Elle est de l'ordre de 870°K (600°C) pour les gaz courants (H_2 , CH_4 , CO ,...). Elle peut être de l'ordre de 700°K jusqu'à 900°K dans les conditions moteurs telles que le diesel. Pour que la combustion se propage il faut donc que la quantité de chaleur dégagée localement par oxydation porte les couches voisines du mélange à une température égale à T_i .

Désignation	T_i (°K)
Hydrogène (H_2)	840
Méthane (CH_4)	850
Ethane (C_2H_6)	760
Propane (C_3H_8)	750
Butane (C_4H_{10})	690 à 750

Tableau 5-2. Exemples de températures d'inflammabilité

5-3-1-b. Limites d'inflammabilité L_i et L_s

La combustion en phase gazeuse n'a lieu que lorsque la quantité de mélange réactif préparée (carburant/comburant) est suffisante pour l'amorçage de la combustion. La limite d'inflammabilité d'un combustible gazeux est donnée par la relation suivante : $L = \frac{100 m_g}{m_g + m_c}$,

avec m_g et m_c sont respectivement les quantités de carburant à l'état gazeux et de comburant dans le mélange réactif. Si la quantité de carburant est élevée, une fraction seulement de celle-ci est brûlée et le reste ne réagit par manque d' O_2 . La quantité de chaleur dégagée est insuffisante pour que la combustion continue d'elle-même. Un procédé utilisé pour éteindre les feux se base sur ce concept. En effet, on utilise par exemple une charge réactive artificielle (bombe) pour éteindre certains feux de forêts ainsi que les incendies dans les puits et les bacs de stockage de pétrole par exemple. Par contre, si la quantité de comburant est élevée, la quantité de chaleur dégagée peut être insuffisante pour que la charge réactive atteigne la température d'inflammation. On a donc : $L_s \geq L \geq L_i$.

Combustible	Li (% volume)	Ls (% volume)
Hydrogène (H ₂)	4	94
Méthane (CH ₄)	5	60
Ethane (C ₂ H ₆)	3	52.5
Propane (C ₃ H ₈)	2.2	45
Butane (C ₄ H ₁₀)	1.7	40
CO	12.5	94

Tableau 5-3. Exemples de limites d'inflammabilité

Remarque L_s et L_i varient en fonction de la température initiale du mélange.

5-3-1-c. Pouvoir calorifiques

Le pouvoir calorifique est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète d'un kilogramme de combustible solide ou bien liquide ou un mètre cube de combustible gazeux dans les conditions standards $T_{std}=298.15^\circ\text{K}$ (25°C) pour les liquides et normales pour les gaz $T_{std}=273.15^\circ\text{K}$ (0°C) à une pression $P_{std}=1$ atm (1013.25 mbar ou 1.01325 Pa). Le pouvoir calorifique est exprimé en kcal/kg et en kJ/kg pour les substances solides et liquides et en kcal/Nm³ et en kJ/Nm³ pour les substances gazeuses. Les pouvoirs calorifiques sont mesurables tout comme les chaleurs spécifiques à pression et à volume constants dans un calorimètre. La quantité de chaleur dégagée dépend de la température et la pression initiales et finales du système ainsi que des conditions dans lesquelles se déroule la combustion.

1. Le type de combustion (soit à P constant, soit à V constant).
2. Les températures et pressions du combustible et du comburant avant la combustion.

3. La température des produits de combustion.
4. L'état physique de l'eau (vapeur ou bien condensée).

Ceci nous conduit à considérer un pouvoir calorifique supérieur à pression constante $(PCS)_P$ et un pouvoir calorifique supérieur à volume constant $(PCS)_V$ si la vapeur d'eau est condensée. Ou bien alors, un pouvoir calorifique inférieur à pression constante $(PCI)_P$ un pouvoir calorifique inférieur à volume constant $(PCI)_V$ si la vapeur d'eau est à l'état vapeur.

Combustible	$(PCS)_P$ [kcal/kg]	$(PCS)_V$ [kcal/kg]
CO	3066	—
H ₂	3090	2610
Méthane CH ₄	9500	8540
Ethylène C ₂ H ₄	15920	14330
Ethane C ₂ H ₆	16815	15376
Propane C ₃ H ₈	24220	22301
Butane C ₄ H ₁₀	31800	29400

Tableau 5-4. Pouvoirs calorifiques de gas.

Exemple

Calculer le PCS d'un gaz ayant la composition suivante : 87 % de Méthane CH₄, 2.7 % d'Ethylène C₂H₄ et 9 % Ethane C₂H₆. $(\overline{PCS}) = \sum x_i (PCS)_i = x_{CH_4} (PCS)_{CH_4} + x_{C_2H_4} (PCS)_{C_2H_4} + x_{C_2H_6} (PCS)_{C_2H_6}$

$$(\overline{PCS}) = 10176 \text{ kcal/Nm}^3.$$

Combustibles liquides	$(PCI)_P$ [kJ/kg]	Combustibles solides	(PCI) [kJ/kg]
Pétrole brut	40000-46000	Bois sec	16700-19650
Gazole	41000-42250	Tourbe	20000-23000
Fuel domestique	41000-42250	Lignite	20000-24000
Fuel lourd	40500-41200	Houilles	24000-34000
Essence	40500-41200		
kérosène	43100		

Tableau 5-5. Pouvoirs calorifiques de combustibles liquides et solides.

5-3-1-d. Enthalpie de formation

C'est l'énergie calorifique absorbée ou bien dégagée lors de la formation d'une espèce chimique donnée pendant une réaction dans les conditions de référence standards de pression et de température (25 ° C, 1 atm). Elle est déterminée par le biais de la thermodynamique statistique en se basant sur la spectroscopie. Elle peut être aisément mesurée si on trouve la quantité de chaleur transférée lors de la formation d'une espèce chimique donnée.

		$\bar{H}_{f,298}^0$ (kJ/mol)	\bar{S}_{298}^0 (J/mol·K)
Oxygen	O ₂ (g)	0	205.04
Oxygen atoms	O(g)	249.2	160.95
Ozone	O ₃ (g)	142.4	238.8
Hydrogen	H ₂ (g)	0	130.57
Hydrogen atoms	H(g)	218.00	114.60
Water vapor	H ₂ O(g)	-241.81	188.72
Water	H ₂ O(l)	-285.83	69.95
Hydroxyl radicals	OH(g)	39.3	183.6
Nitrogen	N ₂ (g)	0	191.50
Nitrogen atoms	N(g)	472.68	153.19
Nitrogen monoxide	NO(g)	90.29	210.66
Nitrogen dioxide	NO ₂ (g)	33.1	239.91
Graphite	C(s, Graphite)	0	5.74
Diamond	C(s, Diamond)	1.895	2.38
Carbon	C(g)	716.6	157.99
Carbon monoxide	CO(g)	-110.53	197.56
Carbon dioxide	CO ₂ (g)	-393.5	213.68
Methane	CH ₄ (g)	-74.85	186.10
Ethane	C ₂ H ₆ (g)	-84.68	229.49
Ethylene	C ₂ H ₄ (g)	52.10	219.45
Acetylene	C ₂ H ₂ (g)	226.73	200.83
Propane	C ₃ H ₈ (g)	-103.85	269.91
Benzene	C ₆ H ₆ (g)	82.93	269.20
Methanol	CH ₃ OH(g)	-200.66	239.70
Ethanol	C ₂ H ₅ OH(g)	-235.31	282.00
Dimethylether	CH ₃ OCH ₃ (g)	-183.97	266.68

Tableau 5-6. Enthalpies de formation et entropies standards de quelques espèces.

Exemple 1 La formation de CO₂ (g)

Considérons la réaction de formation

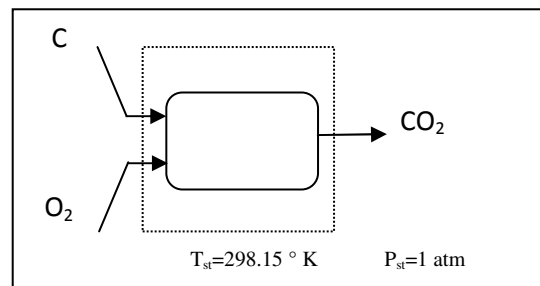
du CO₂ à l'état standard.

Selon le 1^{er} principe de la thermodynamique on a :

Le bilan est comme suit :

$$0 = \dot{Q}_{cv} + \dot{m}_{O_2} h_{O_2} + \dot{m}_C h_C - \dot{m}_{CO_2} h_{CO_2}$$

\dot{Q}_{cv} est l'énergie calorifique transmise (enthalpie de formation). Les $\dot{m}_i h_i$ sont les débits et enthalpie spécifiques des réactifs et des produits. Ou bien sous forme de grandeurs molaires :



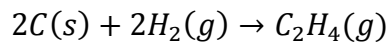
$$0 = \dot{Q}_{cv} + \dot{n}_{O_2} \bar{h}_{O_2} + \dot{n}_C \bar{h}_C - \dot{n}_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}$$

Les espèces comme le Carbone C et l'oxygène O₂ sont des éléments stables ayant \bar{h}_{O_2} et \bar{h}_C égales à zéro. Et donc, l'enthalpie de formation du CO₂ est : $\bar{h}_{CO_2} = \frac{\dot{Q}_{cv}}{\dot{n}_{CO_2}}$ [KJ/Kmole].

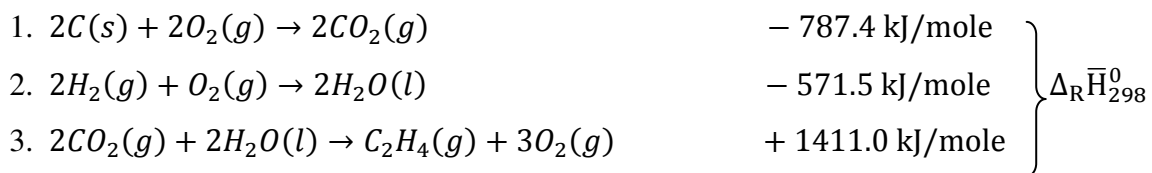
Remarque Puisque l'enthalpie est une fonction d'état elle peut être déterminée indirectement.

Exemple 2 La formation de l'Éthylène C₂H₄ (g).

La formation de l'éthylène ne peut être produit facilement avec du carbone et de l'hydrogène.



L'enthalpie de formation de l'éthylène est déduite par le mécanisme de 3 équations d'équilibre suivant :



$$2(0) + 2(0) - \Delta_R \bar{H}_{298}^0(C_2H_4) = 1411.0 - 571.5 - 787.4 = 52.1 \text{ kJ/mole}$$

5-3-1-e. Température de flamme adiabatique

La connaissance de la composition initiale et finale n'est pas suffisante dans la majorité des applications. En effet, un intérêt particulier est porté sur l'estimation de la quantité de chaleur dégagée qui lui est associée. Il est donc important de connaître non seulement la composition chimique initiale et finale mais aussi le contenu énergétique à l'état initial et final. Dans la pratique la grandeur qui nous intéresse est la température mais on peut travailler avec les enthalpies qui sont des fonctions thermodynamiques de celle-ci. En outre on peut supposer que le système réactif est thermodynamiquement en équilibre local (espace). Ceci nous permet de relier les grandeurs thermodynamiques (ρ , V, h, s, ...) du mélange aux variables d'état et à la composition (T, P, x_i, ..).

Hypothèses

Pour simplifier les calculs on supposera ce qui suit :

- ✓ La combustion se fait sans échanges d'énergie ou de masse avec le milieu externe.
- ✓ La région dans laquelle se produit la combustion est composée de deux zones :

Une zone composée essentiellement de la charge fraîche et une zone composée des gaz brûlés.

- ✓ La combustion se fait en une seule étape et le passage des réactifs aux produits est instantané et donc les réactions de dissociations sont négligées.

L'enthalpie massique d'une espèce chimique pure peut être donnée par :

$$h_i(T, P) = h_i^0(T_0, P_0) + \int_{T_0}^T c_{p_i}(T) dT$$

Avec :

$h_i^0(T_0, P_0)$ L'enthalpie de l'espèce i à $T_0=298.15^\circ\text{K}$ et $P_0=1 \text{ atm}$.

$c_{p_i}(T)$ est la chaleur spécifique à pression constante.

$\int_{T_0}^T c_{p_i}(T) dT$ L'enthalpie sensible de l'espèce i à T .

Pour un mélange de plusieurs espèces l'enthalpie totale est : $h(T, P) = \sum w_i h_i$.

Exemple Supposant un mélange gazeux ayant les fractions massiques suivantes :

20 % de Méthane CH_4 $w_{\text{CH}_4}=0.2$

50 % Propane C_3H_8 $w_{\text{C}_3\text{H}_8}=0.5$

30 % Octane C_8H_{18} $w_{\text{C}_8\text{H}_{18}}=0.3$

$$\bar{h}_{\text{CH}_4}(T, P) = \bar{h}_{\text{CH}_4}^0(T_0, P_0) + \int_{T_0}^T \bar{c}_{p_{\text{CH}_4}}(T) dT$$

$$\bar{h}_{C_3H_8}(T, P) = \bar{h}_{C_3H_8}^0(T_0, P_0) + \int_{T_0}^T \bar{c}_{p_{C_3H_8}}(T) dT$$

$$\bar{h}_{C_8H_{18}}(T, P) = \bar{h}_{C_8H_{18}}^0(T_0, P_0) + \int_{T_0}^T \bar{c}_{p_{C_8H_{18}}}(T) dT$$

L'enthalpie du mélange:

$$\bar{h}_m(T, P) = 0.2 \bar{h}_{CH_4}(T, P) + 0.5 \bar{h}_{C_3H_8}(T, P) + 0.3 \bar{h}_{C_8H_{18}}(T, P)$$

La chaleur massique du mélange:

$$\bar{c}_{p_m}(T) = 0.2 \bar{c}_{p_{CH_4}}(T) + 0.5 \bar{c}_{p_{C_3H_8}}(T) + 0.3 \bar{c}_{p_{C_8H_{18}}}(T)$$

On supposant que la réaction chimique de combustion se fait sans échange de chaleur avec le milieu externe (évolution adiabatique) l'enthalpie totale se conserve en aval et en amont du front de flamme. Connaissant l'enthalpie du mélange on peut calculer la température de la flamme adiabatique.

Etat initial connu par $h_U(T_U)$ avec T_U , p et X_{Ui}

Une réaction de combustion typique est comme

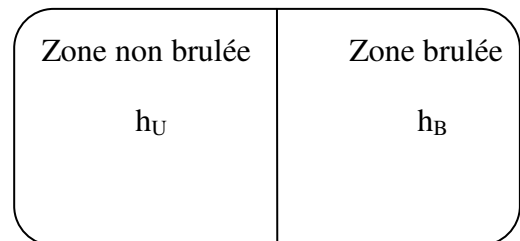
suit :

$$\sum v_i^1 X_i \rightarrow \sum v_k^2 X_k$$

v_k^1 et v_k^2 sont les coefficients stœchiométriques.

$$\sum v_i^1 M_i h_i(T_U, P) = \sum v_k^2 M_k h_k(T_B, P)$$

T_U température initiale, T_B la température de fin de combustion (la température de flamme adiabatique). La détermination de cette température n'est pas triviale puisque :



$$\bar{h}_i(T_B, P) = \bar{h}_i^0(T_0, P_0) + \int_{T_0}^{T_B} \bar{c}_{p_i}(T) dT$$

On procède à cet effet par une méthode itérative pour le calcul de T_B en utilisant des tables thermodynamiques.

$$\sum w_i^1 \bar{h}_i(T_U, P) = \sum w_k^2 \bar{h}_k(T_B, P)$$

5-4. Critères d'équilibre et variables thermodynamiques

5-4-1 Equilibre thermodynamique

En se basant sur la thermodynamique une brève synthèse peut être faite comme suit :

1. Toutes les évolutions sont fonction de deux grandeurs thermodynamiques à savoir la température et une autre fonction d'état telle que la pression $f(T, P)$ (le principe zéro). La notion de la température thermodynamique T est introduite. Lorsqu'un système thermodynamique suit une évolution isotherme entre deux états, il existe une fonction qui se conserve, cette fonction est la température thermodynamique.
2. Une équivalence quantitative entre chaleur et travail mécanique (1^{er} principe). La notion d'énergie interne est introduite $U(T, P)$. Lorsqu'un système thermodynamique fermé suit une évolution adiabatique entre deux états, il existe une fonction qui se conserve, cette fonction est l'énergie interne du système.
3. Une équivalence qualitative entre chaleur et travail mécanique (2nd principe). La notion d'entropie est introduite $S(T, P)$.
4. Le troisième et dernier principe de la thermodynamique se base sur l'assertion de l'impossibilité à un système quelconque à atteindre le zéro absolu.

$$dU = \delta Q + \delta W = \delta Q - PdV \quad (1)$$

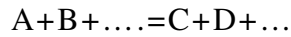
$$dS = \frac{(\delta Q)_{rev}}{T} \geq \frac{(\delta Q)_{irrev}}{T} \quad \text{donc} \quad TdS \geq \delta Q \quad (2)$$

On peut écrire en combinant les deux principes : $dU + PdV - T dS \leq 0$

Pour les processus thermodynamiques réversibles : $dU + PdV - T dS = 0$

Pour les processus thermodynamiques irréversibles : $dU + PdV - T dS < 0$

Un processus chimique comme la combustion peut être réversible à l'équilibre :



$dU + PdV - T dS = 0$ et à $V=\text{constant}$ et $S=\text{constante}$ on aura : $(dU)_{V,S} = 0$ est la condition d'équilibre. On peut trouver

Néanmoins cette relation n'est pas très pratique lorsqu'on s'intéresse à un processus compliqué tel que la combustion car le Volume représente une grandeur physique mesurable certes mais pas S . En effet, l'entropie d'un système est une fonction d'état qui représente le degré de l'irréversibilité. Si l'évolution est adiabatique et réversible l'entropie est ne varie pas et le processus est dit isentropique. Par contre si l'évolution est irréversible (réelle) l'entropie du système (son degré d'irréversibilité) varie positivement et ΔS est toujours positive.

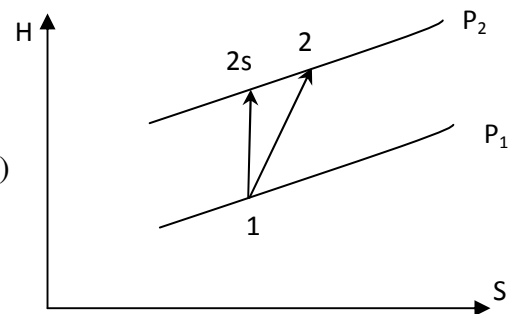
Exemples

Le compresseur :

1-2s : compression adiabatique réversible ($dS=S_{2s}-S_1=0$)

1-2 : compression réelle irréversible ($dS=S_2-S_1>0$)

$$\eta_c = \frac{\Delta H_{is}}{\Delta H_r} = \frac{H_{2s} - H_1}{H_2 - H_1}$$



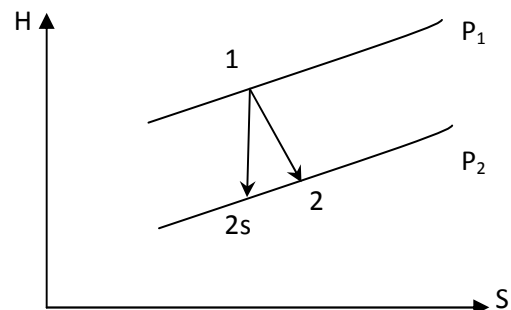
Le compresseur absorbe plus de travail mécanique dans la réalité pour ramener le fluide de la pression P1 à la pression P2.

La turbine :

1-2s : détente adiabatique réversible ($dS=S_{2s}-S_1=0$)

1-2 : détente réelle irréversible ($dS=S_2-S_1>0$)

$$\eta_T = \frac{\Delta H_r}{\Delta H_{is}} = \frac{H_1 - H_2}{H_1 - H_{2s}}$$



La détente du fluide de la pression P1 à la pression P2 dans la turbine produit moins de travail mécanique dans la réalité. La condition d'équilibre $(dU)_{V,S} = 0$ est vraie. Elle doit tout de même être reformulée avec une nouvelle combinaison de variables d'état. On pose :

$$TdS = d(TS) - SdT$$

$$\text{Ainsi : } dU + PdV - TdS = dU - d(TS) + PdV + SdT = d(U - TS) + PdV + SdT = 0$$

On posera $F = U - TS$, F étant la fonction de Helmotz (l'énergie libre). Et donc

$$d(F) + PdV + SdT = 0 \text{ est la nouvelle condition d'équilibre.}$$

Si $V = \text{constant}$ et $T = \text{constante}$ on aura donc : $(dF)_{V,T} = 0$.

Si on pose :

$$PdV = d(PV) - VdP$$

Ainsi :

$$d(U - TS) + PdV + SdT = d(U - TS) + d(PV) - VdP + SdT = 0$$

$$d(U - TS + PV) - VdP + SdT = 0$$

On posera $G = U - TS + PV$, F étant la fonction de Gibbs (l'enthalpie libre).

et donc $d(G) - VdP + SdT = 0$ est la nouvelle condition d'équilibre.

Si $P = \text{constant}$ et $T = \text{constante}$ on aura donc : $(dG)_{P,T} = 0$.

Cette condition correspond le mieux aux applications liées à la combustion car la pression et la température sont des fonctions thermodynamiques qu'on peut facilement mesurer ou bien calculer. L'expression $(dG)_{P,T} = 0$ signifie que la connaissance de l'état d'équilibre thermodynamique d'un processus donné passe par la minimalisation de la fonction de Gibbs.

5-4-2 Equilibre dans un mélange gazeux :

On peut définir d'abord ce qu'on appelle le potentiel chimique μ_i de l'espèce i dans un mélange gazeux tel que :

$$\mu_i = \left(\frac{\partial G}{\partial n_i} \right)_{P,T,n_j} \quad \text{avec } i \neq j$$

n_i est le nombre de moles de l'espèce i . μ_i est la variation de G due à la variation du nombre de moles de l'espèce i .

n_j est le nombre de moles des autres espèces considéré constant. P =constant et T =constante.

Si la température est constante et la pression varie alors $(dG)_{T=}$ Vdp

$$\text{et } G(T, P) = G^0(T) + \int_{P_0}^P V dP$$

$$\text{si par hypothèse : } PV = n R T \text{ on aura : } G(T) = G^0(T) + \int_{P_0}^P \frac{nRT}{P} dP$$

$$G(T, P) = G^0(T) + nRT \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (1)$$

La dérivée de (1) par rapport à n :

$$\mu(T, P) = \mu^0(T) + RT \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

L'exposant 0 désigne les paramètres à la pression de référence.

Dans le cas d'un mélange de gaz parfait :

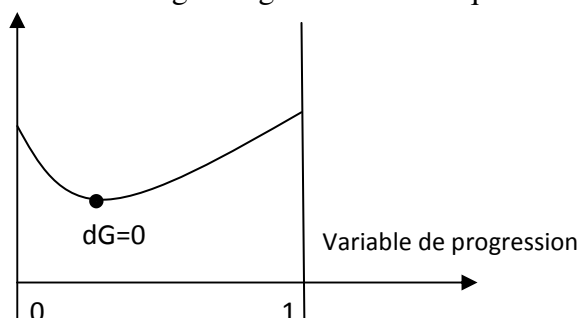
$$\mu_i(T, P) = \mu^0(T) + RT \ln \left(\frac{P_i}{P} \right), \quad P_i \text{ la pression partielle du gaz } i.$$

A l'état d'équilibre : $dG = 0$. Correspond à l'état où la fonction de Gibbs est minimale la différentielle totale de G est : $dG = VdP - SdT + \sum \mu_i dn_i$.

Pour une réaction chimique : $\sum \nu_i A_i = 0$ Dans un mélange de gaz à l'état d'équilibre : la température est la pression sont constantes. G

$(dG)_{T,P=}$ 0 se qui implique :

$$\sum \mu_i dn_i = 0 \text{ et donc } \sum \nu_i \mu_i = 0.$$



Pour un mélange :

$$\sum v_i \mu_i^0 + RT \sum v_i \ln\left(\frac{P_i}{p_0}\right) = 0$$

$$\sum v_i \mu_i^0 + RT \prod v_i \left(\frac{P_i}{P_0}\right) = 0$$

Pour un gaz parfait la somme de :

$$\sum v_i \mu_i^0 = \sum v_i \bar{G}_i^0 = \Delta_R \bar{G}^0 = \Delta_R \bar{H}^0 - T \Delta_R \bar{S}^0$$

Le terme \bar{G}_i^0 (la fonction de Gibbs molaire à la pression de référence de l'espèce). On définit deux constantes d'équilibre pour chaque réaction :

$$K_p = \prod \left(\frac{P_i}{P_0}\right)^{v_i} \text{ qui est la constante de pression. } K_p = \exp(-\Delta_R \bar{G}^0 / RT).$$

$$K_c = \prod \left(\frac{C_i}{C_0}\right)^{v_i} \text{ qui est la constante de concentration. } K_c = \exp(-\Delta_R \bar{F}^0 / RT).$$

L'état d'équilibre peut être quantifié pour un mélange de gaz à partir des deux expressions précédentes en utilisant les tables.

5-4-3 Chimie tabulée

Pour simplifier l'usage des propriétés thermodynamiques lors du calcul, il est possible de générer les tables de toutes les espèces en fonction de la température. Il existe également des logiciels dédiés à cette tâche (Chemkin, CEA, Cantera). Cependant, une quantité très limitée des valeurs dans les tables proviennent de mesures calorimétriques le reste dérive essentiellement de calculs théoriques et des mesure sur spectromètre (moins précise). En plus, on dispose de très peu de données satisfaisantes pour une infime quantité d'espèces. Les données tabulées pour certaines espèces qu'on trouve généralement dans la combustion ne sont carrément pas disponibles. Les tables JANAF données par Stull & Prophet 1971 proposent les valeurs de \bar{C}_p^0 , \bar{S}^0 , $\frac{-(\bar{G}^0 - H_{298.15}^0)}{T}$, $(\bar{H}^0 - H_{298.15}^0)$, \bar{H}_f^0 , $\bar{\Delta G}_f^0$ et $\log K_p$.

Telles que :

$$\overline{C_p^0} = \overline{C_v^0} + \overline{R}$$

$$\frac{\overline{C_p^0}}{\overline{R}} = a_1 + a_2 * T + a_3 * T^2 + a_4 * T^3 + a_5 * T^4$$

$$\overline{H}_{298.15}^0 = \overline{R} * a_6 \quad \text{et} \quad \overline{S}_{298.15}^0 = \overline{R} * a_7$$

$$\overline{H}_T^0 = \overline{R} * a_6 + \int_{\tau=298.15}^{\tau=T} \overline{C_p^0} d\tau \quad \text{et} \quad \overline{S}_T^0 = \overline{R} * a_7 + \int_{\tau=298.15}^{\tau=T} \frac{\overline{C_p^0}}{\tau} d\tau$$

$$\frac{\overline{H}_T^0}{\overline{R}} = a_6 + a_1 * T + \frac{a_2}{2} * T^2 + \frac{a_3}{3} * T^3 + \frac{a_4}{4} * T^4 + \frac{a_5}{5} * T^5$$

$$\frac{\overline{S}_T^0}{\overline{R}} = a_7 + a_1 \ln(T) + a_2 * T + \frac{a_3}{2} * T^2 + \frac{a_4}{3} * T^3 + \frac{a_5}{4} * T^4$$

Il suffit de connaître les coefficients $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6$ et a_7 pour pouvoir générer les fonctions thermodynamiques et dresser les tables en fonction de la température. Les paramètres a_6 et a_7 sont tirés respectivement de l'enthalpie de formation et l'entropie à $T_{std}=298.15^\circ\text{K}$. Afin de générer les tables thermodynamiques avec le plus de précision on propose 14 coefficients au lieu de 7.

H2	J 3/77	G	300.000	5000.000	1
0.30667095E+01	0.57473755E-03	0.13938319E-07	-0.25483518E-10	0.29098574E-14	2
-0.86547412E+03	-0.17798424E+01	0.33553514E+01	0.50136144E-03	-0.23006908E-06	3
-0.47905324E-09	0.48522585E-12	-0.10191626E+04	-0.35477228E+01		4
H2O	J 3/79	G	300.000	5000.000	1
0.26110472E+01	0.31563130E-02	-0.92985438E-06	0.13331538E-09	-0.74689351E-14	2
-0.29868167E+05	0.72091268E+01	0.41677234E+01	-0.18114970E-02	0.59471288E-05	3
-0.48692021E-08	0.15291991E-11	-0.30289969E+05	-0.73135474E+00		4
C2H2	J12/86	G 300.00	5000.00		1
0.04436770E+02	0.05376039E-01	-0.01912816E-04	0.03286379E-08	-0.02156709E-12	2
0.02566766E+06	-0.02800338E+02	0.02013562E+02	0.15190446E-01	-0.16163189E-04	3
0.09078992E-07	-0.01912746E-10	0.02612444E+06	0.08805378E+02		4

Tableau 5-7. Exemples de tables JANAF de quelques espèces

Les tables sont fournies en quatre lignes. Sur les tables la première série correspond aux tables pour des températures $T > 1000^\circ\text{K}$ et la dernière série correspond aux tables pour des températures $T < 1000^\circ\text{K}$. Selon la source, la première ligne comprend quelques

informations concernant la désignation, de l'espèce la date de génération, l'état physique, les températures limites.

Le tableau suivant présente la température de flamme adiabatique et la composition des produits de réaction de quelques exemples de combustion stœchiométriques donnés par Gaydon et Wolfhard (1979). Il faut préciser que les conditions de référence sont $T_{\text{std}}=298.15^\circ\text{K}$ et $P=1$ bar.

Réactifs	Composition produits [% volume]										$T_{\text{combustion}}$ [°K]
	H ₂ O	CO ₂	CO	O ₂	H ₂	OH	H	O	NO	N ₂	
H ₂ /air	0,320	-	-	0,004	0,017	0,010	0,002	0,0005	0,0005	0,65	2380
H ₂ /O ₂	0,570	-	-	0,050	0,160	0,100	0,080	0,040	-	-	3083
CH ₄ /Air	0,180	0,085	0,009	0,004	0,004	0,003	0,004	0,002	0,002	0,709	2222
C ₂ H ₂ /Air	0,070	0,120	0,040	0,020	0,000	0,010	0,000	0,000	0,010	0,730	2523
C ₂ N ₂ /O ₂	-	0,000	0,660	0,000	-	-	-	0,008	0,0003	0,320	4850

Tableau 5-8. Température de fin de combustion de certaines espèces.

Exemple

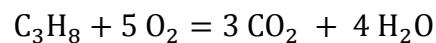
Calculer la température de flamme adiabatique de la combustion complète du propane avec de l'oxygène pur (C₃H₈/O₂) en stœchiométrie $T_0=298.15^\circ\text{K}$ et $P_0=1$ atm. On donne :

$$\bar{c}_{p_{\text{H}_2\text{O}}}(T) = \bar{c}_{p_{\text{CO}_2}}(T) = 71 + (T - 298.15) * 0.08 \quad [\text{J}/\text{mole}/^\circ\text{K}]$$

Les enthalpies de formation : $\bar{h}_{\text{C}_3\text{H}_8}^0(T_0, P_0) = -103.85 \text{ kJ}/\text{mole}$

$$\bar{h}_{\text{CO}_2}^0(T_0, P_0) = -393.85 \text{ kJ}/\text{mole}, \quad \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}^0(T_0, P_0) = -241.82 \text{ kJ}/\text{mole}$$

Solution



$$\sum v_i^1 \bar{h}_i(T_U, P) = \sum v_k^2 \bar{h}_k(T_B, P)$$

$$\bar{h}_{\text{C}_3\text{H}_8}(298.15) + 5 \bar{h}_{\text{O}_2}(298.15) = 3 \bar{h}_{\text{CO}_2}(T_B) + 4 \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(T_B)$$

$$\bar{h}_i(T_B, P) = \bar{h}_i^0(T_0, P_0) + \int_{T_0}^{T_B} \bar{c}p_i(T) dT$$

$$\bar{h}_{C_3H_8}(T_0, P) = \bar{h}_{C_3H_8}^0(T_0, P_0) + \int_{T_0}^{T_0} \bar{c}p_{C_3H_8}(T) dT = \bar{h}_{C_3H_8}^0(298.15^\circ k, 1atm)$$

$$\bar{h}_{O_2}(T_0, P) = \bar{h}_{O_2}^0(T_0, P_0) + \int_{T_0}^{T_0} \bar{c}p_{O_2}(T) dT = \bar{h}_{O_2}^0(298.15^\circ k, 1atm) = 0$$

$$\bar{h}_{CO_2}(T_B, P) = \bar{h}_{CO_2}^0(T_0, P_0) + \int_{T_0}^{T_B} \bar{c}p_{CO_2}(T) dT$$

$$\bar{h}_{H_2O}(T_B, P) = \bar{h}_{H_2O}^0(T_0, P_0) + \int_{T_0}^{T_B} \bar{c}p_{H_2O}(T) dT$$

Et donc :

$$\bar{h}_{C_3H_8}(298.15) + 5 \bar{h}_{O_2}(298.15)$$

$$= 3 \left(\bar{h}_{CO_2}^0(T_0, P_0) + \int_{T_0}^{T_B} \bar{c}p_{CO_2}(T) dT \right) + 4 \left(\bar{h}_{H_2O}^0(T_0, P_0) + \int_{T_0}^{T_B} \bar{c}p_{H_2O}(T) dT \right)$$

$$-103.85 + 5(0) = 3 \left(-393.52 + \int_{298.15}^{T_B} \bar{c}p_{CO_2}(T) dT \right) + 4 \left(-241.82 + \int_{298.15}^{T_B} \bar{c}p_{H_2O}(T) dT \right)$$

$$-103850 + 3(393520) + 4(241820) = 7 \left(\int_{298.15}^{T_B} \bar{c}p_{CO_2}(T) dT \right)$$

$$-103850 + 1180560 + 967280 = 7 \left(\int_{298.15}^{T_B} \bar{c}p_{CO_2}(T) dT \right) = 7 \left(\int_{298.15}^{T_B} (71 + (T - 298.15) * 0.08) dT \right)$$

$$\left(\int_{298.15}^{T_B} (71 + (T - 298.15) * 0.08) dT \right) = 291998.571$$

$$\left[71 * T + \left(\frac{T^2}{2} - 298.15 * T\right) * 0.08\right]_{298.15}^{T_B} = 291998.571$$

$$\left(71 * T + \left(\frac{T}{2} - 298.15\right) * T * 0.08\right) = 291998.571 - \left(71 * 298.15 + \left(\frac{298.15}{2} - 298.15\right) * 298.15 * 0.08\right)$$

$$\left(71 * T + \left(\frac{T}{2} - 298.15\right) * T * 0.08\right) = 291998.571 + (17612.9131)$$

$$T * \left(71 + \left(\frac{T}{2} - 298.15\right) * 0.08\right) = +309611.485$$

Après calcul itératif : A=(T/2-298.15)*0.08, B=71+[(T/2-298.15)*0.08],
 C=T(71+[(T/2-298.15)*0.08])

T	T/2	T/2-298.15	A	B	C	err	
2000	1000	701.85	56.148	127.148	254296	-0.217524006	309611.485
2100	1050	751.85	60.148	131.148	275410.8	-0.124180622	309611.485
2200	1100	801.85	64.148	135.148	297325.6	-0.041321314	309611.485
2300	1150	851.85	68.148	139.148	320040.4	-0.032586247	309611.485
2210	1105	806.85	64.548	135.548	299561.08	-0.033550435	309611.485
2220	1110	811.85	64.948	135.948	301804.56	-0.025867484	309611.485
2230	1115	816.85	65.348	136.348	304056.04	-0.01827112	309611.485
2240	1120	821.85	65.748	136.748	306315.52	-0.010760031	309611.485
2250	1125	826.85	66.148	137.148	308583	-0.003332927	309611.485
2260	1130	831.85	66.548	137.548	310858.48	0.004011457	309611.485
2270	1135	836.85	66.948	137.948	313141.96	0.011274361	309611.485
2280	1140	841.85	67.348	138.348	315433.44	0.018457001	309611.485
2290	1145	846.85	67.748	138.748	317732.92	0.025560573	309611.485
2300	1150	851.85	68.148	139.148	320040.4	0.032586247	309611.485
2250	1125	826.85	66.148	137.148	308583	-0.003332927	309611.485
2251	1125.5	827.35	66.188	137.188	308810.188	-0.002594787	309611.485
2252	1126	827.85	66.228	137.228	309037.456	-0.001857472	309611.485
2253	1126.5	828.35	66.268	137.268	309264.804	-0.001124216	309612.485
2254	1127	828.85	66.308	137.308	309492.232	-0.000391779	309613.485
2255	1127.5	829.35	66.348	137.348	309719.74	0.000339841	309614.485
2256	1128	829.85	66.388	137.388	309947.328	0.001070645	309615.485
2257	1128.5	830.35	66.428	137.428	310174.996	0.001800633	309616.485
2258	1129	830.85	66.468	137.468	310402.744	0.002529808	309617.485
2259	1129.5	831.35	66.508	137.508	310630.572	0.003258171	309618.485
2260	1130	831.85	66.548	137.548	310858.48	0.003985722	309619.485

Pour plus de précision

2254.1	1127.05	828.9	66.312	137.312	309514.979	-0.000340873	309620.485
2254.2	1127.1	828.95	66.316	137.316	309537.727	-0.000270588	309621.485
2254.3	1127.15	829	66.32	137.32	309560.476	-0.000200312	309622.485
2254.4	1127.2	829.05	66.324	137.324	309583.226	-0.000130042	309623.485
2254.5	1127.25	829.1	66.328	137.328	309605.976	-5.97809E-05	309624.485
2254.6	1127.3	829.15	66.332	137.332	309628.727	1.04728E-05	309625.485
2254.7	1127.35	829.2	66.336	137.336	309651.479	8.07187E-05	309626.485
2254.8	1127.4	829.25	66.34	137.34	309674.232	0.000150957	309627.485
2254.9	1127.45	829.3	66.344	137.344	309696.986	0.000221187	309628.485
2255	1127.5	829.35	66.348	137.348	309719.74	0.00029141	309629.485

La température de fin de combustion est égale à ~ 2254.5

5-4-4 Température réelle de fin de combustion

La température adiabatique de combustion calculée est loin de correspondre à la température réelle de combustion. Dans la réalité, la zone réactive n'est pas divisée en deux régions l'une brûlée et l'autre non brûlée. Le domaine physique où se produit la combustion est multizone. En outre, la combustion est incomplète et la composition du mélange constituant les gaz brûlés ne correspond pas exactement à celle donnée par une combustion complète. En plus, le processus de combustion ne se fait pas directement en une seule étape (réactifs → produits) tel que décrit par le modèle de Westbrook. Le processus de combustion suit un mécanisme réactionnel donné en fonction de la nature des réactifs et de la flamme générée. La combustion est de fait une succession d'étapes. Une première étape comprend l'oxydation du combustible, elle correspond à la phase de pyrolyse quand le combustible est solide ou bien la phase de combustion en pré-mélange durant le délai dans les moteurs diesel quand le combustible est liquide. Elle est suivie par une phase de combustion vive en présence de flamme de pré-mélange et de diffusion rapide en suite lente. Sachant que la flamme de pré-mélange est régie beaucoup plus par l'entraînement du comburant alors que la flamme de diffusion est régie par le mécanisme réactionnel. Dans la majorité des applications la combustion se produit en régime turbulent. Ainsi, les interactions chimie-turbulence jouent un rôle important et sont à l'origine de la combustion telle qu'on la connaît.

D'une manière générale la combustion se développe en suivant les étapes suivantes :

- ❖ Initiation de la chaîne : Dissociation du fuel et création de radicaux libres.
- ❖ Propagation de la chaîne : Dissociation des radicaux libres et création d'espèces intermédiaires.
- ❖ Ramification de la chaîne : Création de plusieurs branches et dégagement d'énergie calorifique.
- ❖ Rupture de la chaîne : Création d'espèces finales et d'espèces stériles.

Quand les conditions le permettent, une phase réactive post-flamme peut avoir lieu où des espèces polluantes telles que les NOx et les Suies sont produites.

Les réactions de dissociation au milieu du mécanisme sont généralement endothermiques et une partie de l'enthalpie de réaction est réinjectée dans le processus de dissociation. Une fois qu'on néglige les équations de réaction de dissociation on surestime l'enthalpie de réaction. Par conséquent, la température de flamme adiabatique (de fin de combustion) obtenue par le bilan énergétique est en fait supérieure à la température réelle de fin de combustion ($T_{\text{flamme réelle}} < T_{\text{flamme adiabatique}}$).

Le tableau ci-après représente le mécanisme réactionnel réduit du n-heptane utilisé pour la simulation de la combustion dans les moteurs diesel. Le mécanisme est composé d'une réaction globale (réaction 1) suivie de 33 réactions de dissociation. Le mécanisme régit la cinétique et l'équilibre de 16 espèces chimiques.

N°	Réaction	A	E_A/R	n
1	$C_7H_{16} + 11O_2 \rightarrow 8H_2O + 7CO_2$	6,E+12	7548	0
2	$OH + CO \rightarrow H + CO_2$	1,E+07	-365	1,4
		2,E+09	11282	0
3	$O_2 + CO \rightarrow O + CO_2$	5,E+12	24054	0
		5,E+13	27507	0
4	$HO_2 + CO \rightarrow OH + CO_2$	2,E+14	11901	0
		2,E+15	42076	0
5	$O_2 + H_2 \rightarrow OH + OH$	2,E+13	24044	0
		6,E+11	14913	0
6	$OH + H_2 \rightarrow H + H_2O$	1,E+09	1825	1,3
		5,E+09	9419	0
7	$O + OH \rightarrow O_2 + H$	8,E+14	0	-0,6
		1,E+16	8194	0
8	$O + H_2 \rightarrow H + OH$	5,E+04	3165	2,7
		2,E+04	2228	0

9	$\text{OH}+\text{HO}_2\rightarrow\text{O}_2+\text{H}_2\text{O}$	3,E+13	250	0
		4,E+14	35503	0
10	$\text{H}+\text{HO}_2\rightarrow\text{OH}+\text{OH}$	2,E+14	440	0
		2,E+13	18967	0
11	$\text{O}+\text{HO}_2\rightarrow\text{O}_2+\text{OH}$	1,E+13	540	0
		2,E+13	27262	0
12	$\text{OH}+\text{OH}\rightarrow\text{O}+\text{H}_2\text{O}$	6,E+08	0	1,3
		6,E+09	8531	0
13	$\text{H}+\text{H}+\text{H}_2\rightarrow\text{H}_2+\text{H}_2$	9,E+16	0	-0,6
		3,E+17	52392	0
14	$\text{H}+\text{H}+\text{H}_2\text{O}\rightarrow\text{H}_2\text{O}+\text{H}_2$	6,E+19	0	-1,3
		2,E+20	52392	0
15	$\text{H}+\text{H}+\text{CO}_2\rightarrow\text{H}_2+\text{CO}_2$	5,E+20	0	-2
		2,E+21	52392	0
16	$\text{H}+\text{HO}_2\rightarrow\text{O}_2+\text{H}_2$	4,E+13	710	0
		1,E+14	28369	0
17	$\text{HO}_2+\text{HO}_2\rightarrow\text{O}_2+\text{H}_2\text{O}_2$	3,E+12	699	0
		2,E+13	19272	0
18	$\text{H}+\text{H}_2\text{O}_2\rightarrow\text{HO}_2+\text{H}_2$	5,E+13	4001	0
		3,E+13	13087	0
19	$\text{OH}+\text{H}_2\text{O}_2\rightarrow\text{HO}_2+\text{H}_2\text{O}$	1,E+13	906	0
		2,E+13	17586	0
20	$\text{H}+\text{HO}_2\rightarrow\text{O}+\text{H}_2\text{O}$	3,E+10	866	0
		3,E+10	27924	0
21	$\text{O}+\text{OH}+\text{M}\rightarrow\text{HO}_2+\text{M}$	6,E+15	0	0
		9,E+16	32928	0
22	$\text{H}+\text{H}_2\text{O}_2\rightarrow\text{OH}+\text{H}_2\text{O}$	1,E+13	1807	0
		3,E+12	37014	0
23	$\text{O}+\text{H}_2\text{O}_2\rightarrow\text{O}_2+\text{H}_2\text{O}$	8,E+11	2144	0
		3,E+12	45545	0
24	$\text{O}+\text{H}_2\text{O}_2\rightarrow\text{OH}+\text{HO}_2$	2,E+13	2969	0
		5,E+12	11118	0
25	$\text{HO}_2+\text{H}_2\rightarrow\text{OH}+\text{H}_2\text{O}$	7,E+11	9461	0
		3,E+11	35582	0
26	$\text{OH}+\text{C}(\text{S})\rightarrow\text{H}+\text{CO}$	6,E+13	0	0
		1,E+07	-8546	0
27	$\text{C}(\text{S})+\text{NO}\rightarrow\text{CO}+\text{N}$	4,E+13	0	0
		2,E+06	-32812	0
28	$\text{CO}_2+\text{N}\rightarrow\text{CO}+\text{NO}$	2,E+11	1711	0
		4,E+09	14330	0

29	$N_2+O \rightarrow NO+N$	2,E+14	38296	0
		4,E+13	490	0
30	$O_2+N \rightarrow O+NO$	9,E+09	3271	1
		2,E+09	19343	0
31	$NO+NO \rightarrow O_2+N_2$	3,E+11	32710	0
		6,E+12	54444	0
32	$O+N_2O \rightarrow O_2+N_2$	1,E+14	14191	0
		5,E+13	54743	0
33	$O+N_2O \rightarrow NO+NO$	7,E+13	13401	0
		2,E+12	32219	0
34	$N_2O+N \rightarrow N_2+NO$	1,E+13	10065	0
		1,E+12	66688	0

Tableau 5-9. Mécanisme réduit du n-Heptane.

Chapitre 6

Eléments de carburation

6-1. Propriétés des mélanges réactifs

Dans un mélange gazeux composé de k gas purs porté à une température T et une pression P et occupant un volume V . On considère généralement ce qui suit :

n est le nombre de moles total soit $n = \sum_{i=1}^{i=k} n_i$. n_i étant le nombre de moles du $i^{\text{ème}}$ gas.

m est la masse totale soit $m = \sum_{i=1}^{i=k} m_i$. m_i étant la masse du $i^{\text{ème}}$ gas.

La masse volumique en kg/m^3 $\rho = \frac{m}{V}$.

La concentration en kmole/m^3 $C = \frac{n}{V}$.

D'où la notion de masse molaire $M = \frac{\rho}{C}$ en Kg/kmole ou gr/mole .

On peut ainsi définir :

1- La fraction molaire x_i qui représente le rapport du nombre de moles du gas n_i par le nombre de moles total n soit $x_i = \frac{n_i}{n}$.

2- La fraction massique w_i qui représente le rapport de la masse du gas m_i par la masse totale m soit $w_i = \frac{m_i}{m}$.

Remarque :

La somme des fractions molaires ou des fractions massiques est égal à l'unité

$$\sum x_i = \frac{\sum n_i}{n} = 1, \quad \sum w_i = \frac{\sum m_i}{m} = 1.$$

La masse molaire moyenne du mélange gazeux \bar{M} peut-être aisément calculée à partir des fractions molaires comme suit :

$$\bar{M} = \sum x_i M_i.$$

Exemple 6-1

Connaissant la composition approximative de l'air en termes de fractions molaire, on demande de déterminer la mase molaire moyenne de l'air.

i	Composant	Pourcentage volume %	Fraction molaire x_i	Masse molaire M_i en Kg/Kmole
1	Azote (N ₂)	78,08	0,7808	28
2	Oxygène (O ₂)	20,95	0,2095	32
3	Argon (Ar)	0,93	0,0093	39,94
4	Dioxyde de carbone CO ₂	0,03	0,0003	44
5	Gas rares Ne, CH ₄	0,01	0,0001	-

Tableau 6-1. Composition de l'air.

$$\bar{M}_{air} = \sum_{i=1}^{i=5} x_i M_i$$

$$\bar{M}_{air} = (0,7808 * 28) + (0,2095 * 32) + (0,0093 * 39,94) + (0,0003 * 44)$$

$$\bar{M}_{air} = 28,97 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmole}}$$

Exemple 6-2

L'analyse d'1 Kmole de produits de réaction d'un carburant avec l'air a donné ce qui suit :

8 % CO₂, 11 % H₂O, 7 % O₂, 74 % N₂ (pourcentages volume).

On demande de :

- 1- Calculer la masse de chaque gas et la masse totale.
- 2- Déduire la composition en fraction massiques
- 3- Quelle est la masse molaire moyenne du mélange gazeux formé par les produits de réaction.

i	Composant	Pourcentage volume %	Fraction molaire x_i	Masse molaire M_i Kg/Kmole	Masse du composant m_i Kg	Fraction massique w_i
1	CO ₂	8	0,08	44	3,52	0,12368
2	H ₂ O	11	0,11	18	1,98	0,06957
3	O ₂	7	0,07	32	2,24	0,07871
4	N ₂	74	0,74	28	20,72	0,72804
					$m = \sum m_i$	$\sum w_i = 1$

La masse totale du mélange est $m = 28,46$ kg.

Puisque le nombre de moles total est $n = 1$ Kmole.

La masse molaire moyenne du mélange est calculée soit directement par

$$\bar{M}_{produits} = \frac{m}{n} = 28,46 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmole}}$$

Soit par la relation

$$\bar{M}_{produits} = \sum_{i=1}^{i=4} x_i M_i$$

$$\bar{M}_{produits} = (0,08 * 44) + (0,11 * 18) + (0,07 * 32) + (0,74 * 28)$$

$$\bar{M}_{produits} = 28,46 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmole}}$$

On peut adopter que le gas se compose comme étant un gas parfait et que chaque gas se comporte aussi comme tant un gas parfait.

Ainsi, on peut écrire $PV = n\bar{R}T$, $P_i V_i = n_i \bar{R} T_i$

Avec P_i , T_i et V_i sont respectivement la pression, la température et le volume occupé par le gas i . $\bar{R} = 8,3143 \frac{\text{kJ}}{\text{kmole} \cdot \text{°K}}$ est la constante universelle des gas.

Puisqu'il s'agit de substances gazeuses on peut exprimer l'équation d'état comme suit :

$$PV = n\bar{R}T, \quad \rho = \frac{m}{V}$$

$$\frac{P}{\rho}m = n\bar{R}T \quad \Rightarrow \quad \frac{P}{\rho} = \frac{n}{m}\bar{R}T \quad \Rightarrow \quad \frac{P}{\rho} = \frac{\bar{R}T}{\frac{m}{n}}$$

$$\Rightarrow \frac{P}{\rho} = \frac{\bar{R}T}{\bar{M}_m} \quad \Rightarrow \quad \frac{P}{\rho} = \bar{r}_m T$$

\bar{M}_m est la masse molaire moyenne du mélange et \bar{r}_m est la constante spécifique du mélange.

Exemple 6-3

Connaissant la masse molaire moyenne de l'air (calculée dans l'exemple 1). Quelles est la constante des gas pour l'air ?

Réponse

$$\bar{r}_{air} = \frac{\bar{R}}{\bar{M}_{air}} = \frac{8,3143 \frac{\text{kJ}}{\text{kmole} \cdot \text{°K}}}{28,97 \frac{\text{Kg}}{\text{K mole}}} \Rightarrow \bar{r}_{air} = 286,98654 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°K}}$$

Exemple 6-4

Soit **1 kmole** de gas occupant un volume V dans les conditions normales de pression et de température soient : $P = P_N = 1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa}$, $T = T_N = 0 \text{ °C} = 273,15 \text{ °K}$.

On demande de calculer V .

Réponse

$$PV = n\bar{R}T \quad \Rightarrow \quad V = \frac{n\bar{R}T}{P}$$

$$V = \frac{1000 * 8314,3 * 273,15}{101325} = 22413,53 \text{ m}^3$$

$$V = 22,4 \text{ l}$$

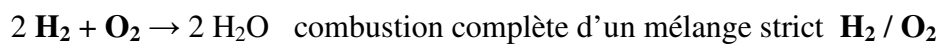
6-2. Notion de stœchiométrie

La notion de la stœchiométrie est associée à une combustion propre avec un maximum de chaleur dégagée. Elle s'articule sur deux aspects, à savoir, la composition des réactifs et la nature de la combustion. En effet, un mélange réactif est dit stœchiométrique si :

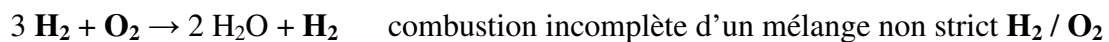
- 1- La combustion est complète où tout le carburant est transformé en produits de combustion.
- 2- Le mélange est strict où ni le carburant ni le comburant ne se trouvent dans les produits.

La combustion s'écarte de la stœchiométrie si le mélange réactif est strict mais la combustion est incomplète ou dans le cas où le mélange n'est pas strict même si la combustion est complète.

Voici quelques exemples de réactions stœchiométriques :

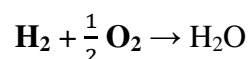


Et de réactions non stœchiométriques :



Exemple 6-5 Analyse de la combustion d'un mélange stœchiométrique H_2 / O_2 .

On utilisera à cet effet l'équation de la réaction suivante : $2 \text{H}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2 \text{H}_2\text{O}$ en commençant par la réécrire en mettant un coefficient stœchiométrique égal à l'unité à côté de l'espèce H_2 comme suit :



Calculons d'abords le nombre de moles total dans le mélange réactif composé d'oxygène et d'hydrogène purs :

$$n_{\text{H}_2} = 1 \text{ mole}, \quad n_{\text{O}_2} = \frac{1}{2} \text{ mole} \quad \text{et} \quad n = n_{\text{H}_2} + n_{\text{O}_2} = \frac{3}{2} \text{ moles}$$

Les fractions molaires:

$$x_{\text{H}_2} = \frac{n_{\text{H}_2}}{n} = \frac{2}{3}, \quad x_{\text{O}_2} = \frac{n_{\text{O}_2}}{n} = \frac{1}{3}$$

La masse molaire du mélange réactif est :

$$\begin{aligned} \bar{M}_{\text{H}_2/\text{O}_2} &= (x_{\text{H}_2} * M_{\text{H}_2}) + (x_{\text{O}_2} * M_{\text{O}_2}) \\ \bar{M}_{\text{H}_2/\text{O}_2} &= \left(\frac{2}{3} * 2\right) + \left(\frac{1}{3} * 32\right) = 12 \frac{\text{Kg}}{\text{K mole}} \end{aligned}$$

Rapport air/fuel molaire :

C'est le résultat de la division du nombre de moles d'oxydant sur le nombre de moles de carburant.

$$\left(\frac{\text{A}}{\text{F}}\right)_{\text{st}} = \frac{n_{\text{O}_2}}{n_{\text{H}_2}} = \frac{1}{2} = \frac{1 \text{ K mole O}_2}{2 \text{ K mole H}_2}$$

Rapport air/fuel massique :

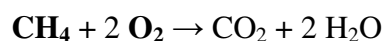
C'est le résultat de la division de la masse de l'oxydant sur la masse du carburant.

$$\left(\frac{\text{A}}{\text{F}}\right)_{\text{st}} = \frac{m_{\text{O}_2}}{m_{\text{H}_2}} = \frac{n_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2}}{n_{\text{H}_2} M_{\text{H}_2}} = \frac{1}{2} * \frac{32}{1 * 2} = 8 \frac{\text{Kg O}_2}{\text{Kg H}_2}$$

Ce qui revient à dire que lors de la combustion complète d'un mélange strict H_2 / O_2 chaque kg d'hydrogène nécessite 8 kg d'oxygène.

Exemple 6-6 Analyse de la combustion d'un mélange stœchiométrique CH_4 / O_2 .

On utilisera à cet effet l'équation de la réaction suivante :



Calculons d'abord le nombre de moles total dans le mélange réactif composé d'oxygène et d'hydrogène purs :

$$n_{\text{CH}_4} = 1 \text{ mole}, \quad n_{\text{O}_2} = 2 \text{ moles} \quad \text{et} \quad n = n_{\text{CH}_4} + n_{\text{O}_2} = 3 \text{ moles}$$

Les fractions molaires:

$$x_{\text{CH}_4} = \frac{n_{\text{CH}_4}}{n} = \frac{1}{3}, \quad x_{\text{O}_2} = \frac{n_{\text{O}_2}}{n} = \frac{2}{3}$$

La masse molaire du mélange réactif est :

$$\begin{aligned} \bar{M}_{\text{CH}_4/\text{O}_2} &= (x_{\text{CH}_4} * M_{\text{CH}_4}) + (x_{\text{O}_2} * M_{\text{O}_2}) \\ \bar{M}_{\text{CH}_4/\text{O}_2} &= \left(\frac{1}{3} * 16\right) + \left(\frac{2}{3} * 32\right) = 26,37 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmole}} \end{aligned}$$

Rapport air/fuel molaire :

$$\left(\frac{\text{A}}{\text{F}}\right)_{\text{st}} = \frac{n_{\text{O}_2}}{n_{\text{CH}_4}} = \frac{2}{1} = 2 \frac{\text{Kmole O}_2}{\text{Kmole H}_2}$$

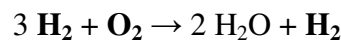
Rapport air/fuel massique :

C'est le résultat de la division de la masse de l'oxydant sur la masse du carburant.

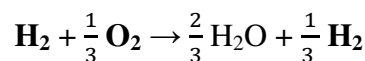
$$\left(\frac{\text{A}}{\text{F}}\right)_{\text{st}} = \frac{m_{\text{O}_2}}{m_{\text{CH}_4}} = \frac{n_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2}}{n_{\text{CH}_4} M_{\text{CH}_4}} = \frac{2 * 32}{1 * 16} = 4 \frac{\text{Kg O}_2}{\text{Kg CH}_4}$$

Ce qui revient à dire que lors de la combustion complète d'un mélange strict CH_4/O_2 chaque kg de Méthane nécessite 4 kg d'oxygène.

Exemple 6-7 Analyse de la combustion d'un mélange non strict composé de H_2 / O_2 .



On utilisera à cet effet l'équation de la réaction suivante : $2 \text{H}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2 \text{H}_2\text{O}$ en commençant par la réécrire en mettant un coefficient stœchiométrique égal à l'unité à côté de l'espèce H_2 comme suit :



Calculons d'abord le nombre de moles total dans le mélange réactif composé d'oxygène et d'hydrogène purs :

$$n_{\text{H}_2} = 1 \text{ mole}, \quad n_{\text{O}_2} = \frac{1}{3} \text{ mole} \quad \text{et} \quad n = n_{\text{H}_2} + n_{\text{O}_2} = \frac{4}{3} \text{ moles}$$

Les fractions molaires:

$$x_{\text{H}_2} = \frac{n_{\text{H}_2}}{n} = \frac{3}{4}, \quad x_{\text{O}_2} = \frac{n_{\text{O}_2}}{n} = \frac{1}{4}$$

La masse molaire du mélange réactif est :

$$\begin{aligned} \bar{M}_{\text{H}_2/\text{O}_2} &= (x_{\text{H}_2} * M_{\text{H}_2}) + (x_{\text{O}_2} * M_{\text{O}_2}) \\ \bar{M}_{\text{H}_2/\text{O}_2} &= \left(\frac{3}{4} * 2\right) + \left(\frac{1}{4} * 32\right) = 9,5 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmole}} \end{aligned}$$

Rapport air/fuel molaire :

C'est le résultat de la division du nombre de moles d'oxydant sur le nombre de moles de carburant.

$$\left(\frac{\text{A}}{\text{F}}\right) = \frac{n_{\text{O}_2}}{n_{\text{H}_2}} = \frac{\frac{1}{3}}{1} = \frac{1 \text{ Kmole O}_2}{3 \text{ Kmole H}_2}$$

Rapport air/fuel massique :

C'est le résultat de la division de la masse de l'oxydant sur la masse du carburant.

$$\left(\frac{\text{A}}{\text{F}}\right) = \frac{m_{\text{O}_2}}{m_{\text{H}_2}} = \frac{n_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2}}{n_{\text{H}_2} M_{\text{H}_2}} = \frac{\frac{1}{3} * 32}{1 * 2} = 5,33 \frac{\text{Kg O}_2}{\text{Kg H}_2}$$

Sachant que chaque kg d'hydrogène nécessite 8 kg d'oxygène pour avoir la stœchiométrie on a dans ce cas précis un défaut de 2,67 kg d'oxygène. Autrement dit, on dispose d'une quantité d'Oxygène égale à ~ 66 % la quantité nécessaire à la stœchiométrie.

Exemple 6-8 Analyse de la combustion d'un mélange non strict composé de CH_4 / O_2 .



Calculons d'abords le nombre de moles total dans le mélange réactif composé d'oxygène et d'hydrogène purs :

$$n_{\text{CH}_4} = 1 \text{ mole}, \quad n_{\text{O}_2} = 3 \text{ moles} \quad \text{et} \quad n = n_{\text{CH}_4} + n_{\text{O}_2} = 4 \text{ moles}$$

Les fractions molaires:

$$x_{\text{CH}_4} = \frac{n_{\text{CH}_4}}{n} = \frac{1}{4}, \quad x_{\text{O}_2} = \frac{n_{\text{O}_2}}{n} = \frac{3}{4}$$

La masse molaire du mélange réactif est :

$$\begin{aligned} \bar{M}_{\text{CH}_4/\text{O}_2} &= (x_{\text{CH}_4} * M_{\text{CH}_4}) + (x_{\text{O}_2} * M_{\text{O}_2}) \\ \bar{M}_{\text{CH}_4/\text{O}_2} &= \left(\frac{1}{4} * 16\right) + \left(\frac{3}{4} * 32\right) = 28 \frac{\text{Kg}}{\text{K mole}} \end{aligned}$$

Rapport air/fuel molaire :

$$\left(\frac{\text{A}}{\text{F}}\right) = \frac{n_{\text{O}_2}}{n_{\text{CH}_4}} = \frac{3}{1} = 3 \frac{\text{K mole O}_2}{\text{K mole CH}_4}$$

Rapport air/fuel massique :

C'est le résultat de la division de la masse de l'oxydant sur la masse du carburant.

$$\left(\frac{\text{A}}{\text{F}}\right) = \frac{m_{\text{O}_2}}{m_{\text{CH}_4}} = \frac{n_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2}}{n_{\text{CH}_4} M_{\text{CH}_4}} = \frac{3 * 32}{1 * 16} = 6 \frac{\text{Kg O}_2}{\text{Kg CH}_4}$$

Sachant que chaque kg de Méthane nécessite 4 kg d'oxygène pour avoir la stœchiométrie on a dans ce cas précis un excès d'oxygène de 2 kg. Autrement dit, on dispose d'une quantité d'Oxygène égale à 150 % celle nécessaire à la stœchiométrie.

6-3. Richesse ϕ et Coefficient d'excès d'air (λ)

C'est le résultat de la division du rapport (Air/Fuel) sur le rapport (Air/Fuel)_{st} tels que :

$$\lambda = \frac{\left(\frac{\text{A}}{\text{F}}\right)_{\text{molaire}}}{\left(\frac{\text{A}}{\text{F}}\right)_{\text{st molaire}}} = \frac{\left(\frac{\text{A}}{\text{F}}\right)_{\text{massique}}}{\left(\frac{\text{A}}{\text{F}}\right)_{\text{st massique}}}$$

La richesse du mélange est l'inverse du coefficient d'excès d'air soit :

$$\varphi = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{molaire}}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{st molaire}}} = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{massique}}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{st massique}}}$$

Si λ est égal à l'unité alors le mélange est strict est la combustion se fait dans des conditions de stœchiométrie. Si λ est supérieur à l'unité alors le mélange réactif est dit soit avec excès d'air soit pauvre ($\varphi < 1$). Si λ est inférieur à l'unité alors le mélange réactif est dit soit avec défaut d'air soit riche ($\varphi > 1$).

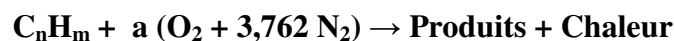
Le tableau (6-2) regroupe les coefficients d'excès d'air calculés dans les exemples précédents.

Exemple	Réaction	$\left(\frac{F}{A}\right)$	$\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{st}}$	λ	Nature du mélange réactif
6-5	$\text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O}$	8	8	1	Stœchiométrique
6-6	$\text{CH}_4 + 2 \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2 \text{H}_2\text{O}$	4	4	1	Stœchiométrique
6-7	$\text{H}_2 + \frac{1}{3} \text{O}_2 \rightarrow \frac{2}{3} \text{H}_2\text{O} + \frac{1}{3} \text{H}_2$	5,33	8	0,67	Riche avec 33 % de défaut d'O ₂
6-8	$\text{CH}_4 + 3 \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2 \text{H}_2\text{O} + \text{O}_2$	6	4	1,5	Pauvre avec 50 % d'excès d'O ₂

Tableau 6-2. Coefficient d'excès d'air pour les exemples cités.

6-4. Cas où le comburant est l'air

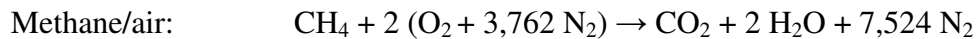
Dans les applications le comburant est l'air au lieu de l'oxygène pur. La composition du mélange réactif est automatiquement modifiée. La charge fraîche se compose du carburant en plus des 21 % oxygène et 79 % azote. Ainsi la quantité molaire d'azote constitue 3,762 fois celle de l'oxygène. L'équation de la combustion d'un hydrocarbure donné s'écrira alors come suit :



L'air est supposé constituer une espèce chimique de quantité molaire égale à $(4,762 \cdot a)$. en outre bien que la composition de l'air est différente, on supposera toujours que la masse molaire moyenne de l'air $\bar{M}_{\text{air}} = 28,97 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$. Avec la nouvelle composition du comburant, l'azote est une espèce inerte qui ne participe pas à la combustion. Les 21% d'oxygène qui entre en interaction chimique avec le carburant est la seule source de flamme vive. Le NO et

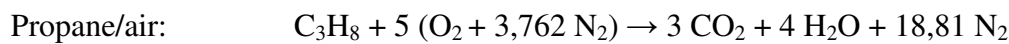
les NOx ne sont pas produits durant cette phase de la combustion. En effet, la dissociation de l'azote et la formation des NOx n'arrivent que plus tard en phase de combustion post flamme lorsque les conditions sont favorables où la température et la teneur en oxygène sont élevées comme dans les collecteurs d'échappement des moteurs thermiques.

Voici quelques exemples de réactions de combustion complètes avec des mélanges stricts d'hydrocarbures / l'air :



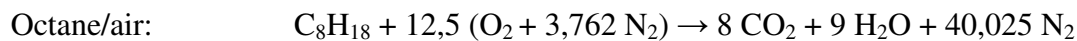
$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{st}} = \frac{n_{\text{air}}}{n_{\text{CH}_4}} = \frac{2 * 4,762}{1} = 9,524 \frac{\text{K mole Air}}{\text{K mole CH}_4}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{st}} = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{CH}_4}} = 9,524 * \frac{28,97}{16} = 17,24 \frac{\text{Kg Air}}{\text{Kg CH}_4}$$



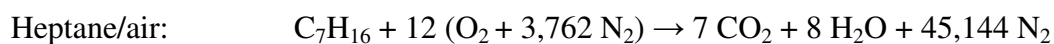
$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{st}} = \frac{n_{\text{air}}}{n_{\text{C}_3\text{H}_8}} = \frac{5 * 4,762}{1} = 23,81 \frac{\text{K mole Air}}{\text{K mole C}_3\text{H}_8}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{st}} = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{C}_3\text{H}_8}} = 23,81 * \frac{28,97}{44} = 15,67 \frac{\text{Kg Air}}{\text{Kg C}_3\text{H}_8}$$



$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{st}} = \frac{n_{\text{air}}}{n_{\text{C}_8\text{H}_{18}}} = \frac{12,5 * 4,762}{1} = 59,525 \frac{\text{K mole Air}}{\text{K mole C}_8\text{H}_{18}}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{st}} = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{C}_8\text{H}_{18}}} = 59,525 * \frac{28,97}{144} = 28,97 \frac{\text{Kg Air}}{\text{Kg C}_8\text{H}_{18}}$$



$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{st}} = \frac{n_{\text{air}}}{n_{\text{C}_7\text{H}_{16}}} = \frac{12,5 * 4,762}{1} = 57,1445 \frac{\text{K mole Air}}{\text{K mole C}_7\text{H}_{16}}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{st}} = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{C}_7\text{H}_{16}}} = 57,144 * \frac{28,97}{100} = 16,55 \frac{\text{Kg Air}}{\text{Kg C}_7\text{H}_{16}}$$

Dodécane/air: $C_{12}H_{26} + 18,5 (O_2 + 3,762 N_2) \rightarrow 12 CO_2 + 13 H_2O + 69,597 N_2$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{st} = \frac{n_{air}}{n_{C_{12}H_{26}}} = \frac{18,5 * 4,762}{1} = 88,097 \frac{\text{Kmole Air}}{\text{Kmole } C_{12}H_{26}}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{st} = \frac{m_{air}}{m_{C_{12}H_{26}}} = 88,097 * \frac{28,97}{170} = 15,012 \frac{\text{Kg Air}}{\text{Kg } C_{12}H_{26}}$$

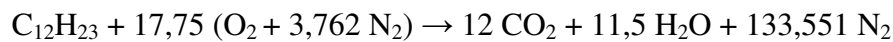
Exemple 6-9

Déterminer les rapports A/F molaires et massiques relatifs à la combustion complète d'une certaine quantité de kérosène ($C_{12}H_{23}$) avec :

1. Une quantité d'air théorique $\lambda=1$.
2. Une quantité d'air telle que $\lambda=1,5$.

Solution

1. Equation de réaction $C_{12}H_{23}/air$ $\lambda=1$:



$$\left(\frac{A}{F}\right)_{st} = \frac{n_{air}}{n_{C_{12}H_{23}}} = \frac{17,75 * 4,762}{1} = 84,5255 \frac{\text{Kmole Air}}{\text{Kmole } C_{12}H_{23}}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{st} = \frac{m_{air}}{m_{C_{12}H_{23}}} = 88,097 * \frac{28,97}{167} = 14,66 \frac{\text{Kg Air}}{\text{Kg } C_{12}H_{23}}$$

2. Equation de réaction $C_{12}H_{23}/air$ $\lambda=1,5$:

$$\lambda = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{molaire}}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{st} \text{ molaire}} = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{molaire}}}{84,5255} = 1,5$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{molaire}} = 1,5 * 84,5255 = (1,5 * 17,75) * 4,762 = (26,625) * 4,762$$

Sachant que la combustion est complète ceci qui nous conduit à la réaction suivante :



$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{n_{\text{air}}}{n_{\text{C}_{12}\text{H}_{23}}} = \frac{26,625 * 4,762}{1} = 126,78825 \frac{\text{K mole Air}}{\text{K mole C}_{12}\text{H}_{23}}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{C}_{12}\text{H}_{23}}} = 126,78825 * \frac{28,97}{167} = 21,99 \frac{\text{Kg Air}}{\text{Kg C}_{12}\text{H}_{23}}$$

6-5. Notion de pressions partielles

Soit un mélange gazeux composé de k espèces chimiques pures porté à une température T et une pression P et occupant un volume V . Ainsi, on peut écrire $PV = n\bar{R}T$, $P_i V_i = n_i \bar{R} T_i$

Avec P_i , T_i et V_i sont respectivement la pression, la température et le volume occupé par le gas i .

Hypothèses :

Chaque gas est un gas parfait ayant une pression P_i .

Tout les gas occupent simultanément le volume total V (pas de séparations).

Tout les gas sont portés à la température T du mélange.

Absence de forces intermoléculaires entre les différentes espèces.

$$P_1 V = n_1 \bar{R} T$$

$$P_2 V = n_2 \bar{R} T$$

.....

$$P_i V = n_i \bar{R} T$$

.....

$$P_k V = n_k \bar{R} T$$

Suivant Dalton la somme des pressions partielles P_i est égale à la pression du mélange P .

$$\sum_{i=1}^{i=k} P_i = \sum_{i=1}^{i=k} \frac{n_i \bar{R} T}{V} = \bar{R} \frac{T}{V} \sum_{i=1}^{i=k} n_i$$

$$\frac{\sum_{i=1}^{i=k} P_i}{P} = \frac{\bar{R} \frac{T}{V} \sum_{i=1}^{i=k} n_i}{\frac{n \bar{R} T}{V}}$$

$$\frac{\sum_{i=1}^{i=k} P_i}{P} = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} n_i}{n} = 1 \quad \text{et} \quad P_i = x_i * P$$

Exemple 6-10

On brûle du méthane dans une certaine quantité d'air telle que la composition des produits de combustion en fractions molaire sèche est 9,7 CO₂, 0,5 CO, 2,95 O₂, 86,85 N₂. La pression des produits est 1 atm.

- 1-Calculer le rapport A/F en stœchiométrie.
- 2-Calculer le rapport A/F.
- 3-Déduire λ .
- 4-Calculer la température de début de condensation des produits.

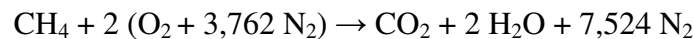
On donne (à partir des tables de vapeur d'eau saturée) :

$$t = 55 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow P_{\text{sat}} = 0,1576 \text{ bar.}$$

$$t' = 60 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow P'_{\text{sat}} = 0,1994 \text{ bar.}$$

Solution

1. Equation de réaction CH₄/air $\lambda=1$:



$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{st}} = \frac{n_{\text{air}}}{n_{\text{CH}_4}} = \frac{2 * 4,762}{1} = 9,524 \frac{\text{K mole Air}}{\text{K mole CH}_4}$$

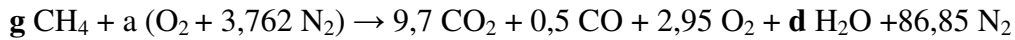
$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{st}} = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{CH}_4}} = 9,524 * \frac{28,97}{16} = 17,24 \frac{\text{Kg Air}}{\text{Kg CH}_4}$$

Pour chaque kg de méthane on a besoin de 17,24 kg d'air pour une combustion stœchiométrique.

2. Equation de réaction CH₄/air :



En remplaçant b, c, e et f dans l'équation :



Bilan des éléments chimiques :

Carbone : $g = 9,7 + 0,5 \rightarrow g = 10,2$ moles CH_4 .

Hydrogène : $4 * g = 2 * d \rightarrow d = 20,4$ moles H_2O .

Oxygène : $2 * a = (2 * 9,7) + 0,5 + (2 * 2,95) + d \rightarrow a = 23,1$ moles Air.

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{n_{\text{air}}}{n_{\text{CH}_4}} = \frac{23,1 * 4,762}{10,2} = 10,785 \frac{\text{K mole Air}}{\text{K mole CH}_4}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{CH}_4}} = 10,785 * \frac{28,97}{16} = 19,53 \frac{\text{Kg Air}}{\text{Kg CH}_4}$$

3. Calcul du coefficient d'excès d'air :

$$\lambda = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)}{\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{st}}} = \frac{10,785}{9,524} = \frac{19,53}{17,24} = 1,132$$

Soit environ 13,2 % d'excès d'air (mélange pauvre).

4. Calcul des pressions partielles des produits de combustion :

Composant	n_i (mole)	x_i	P_i (atm)	P_i (bar)
CO₂	9,7	0,0805647	0,0805647	
CO	0,5	0,004153	0,004153	
O₂	2,95	0,1694352	0,1694352	
H₂O	20,4	0,0245016	0,0245016	0,1716802
N₂	86,85	0,7221760	0,7221760	
/	$n = \sum n_i = 120,4$	$\sum x_i = 1$	$\sum P_i = 1 \text{ atm}$	

Les produits de combustion commencent à se condenser lorsque la vapeur d'eau atteint les conditions de pression et de température de saturation.

$$t = 55 \text{ °C} \rightarrow P_{\text{sat}} = 0,1576 \text{ bar.}$$

$$t_{\text{cond}} = ? \text{ °C} \rightarrow P_{\text{cond}} = 0,1717 \text{ bar.}$$

$$t' = 60 \text{ °C} \rightarrow P'_{\text{sat}} = 0,1994 \text{ bar.}$$

La valeur de t_{cond} est tirée par interpolation linéaire soit :

$$\frac{t_{\text{cond}} - 55}{60 - 55} = \frac{0,1717 - 0,1576}{0,1994 - 0,1576}$$
$$t_{\text{cond}} = 55 + \left[(60 - 55) * \left(\frac{0,1717 - 0,1576}{0,1994 - 0,1576} \right) \right]$$
$$t_{\text{cond}} = 55 + \left[(5) * \left(\frac{0,0141}{0,0418} \right) \right]$$
$$t_{\text{cond}} = 56,69 \text{ °C}$$

Chapitre 7

Exemples et applications

Problème 7-1

Déterminer la durée de l'admission et de l'échappement en seconde pour un moteur thermique qui tourne aux vitesses de rotation de **1000 tr/min, 1500 tr/min, 2000 tr/min, 2500tr/min, 3000 tr/min** et **4000 tr/min**. On donne les angles de distribution suivants :

AOA = **16°** vilebrequin **avant** le **PMH**, RFA = **36°** vilebrequin **après** le **PMB**,
 AOE = **50°** vilebrequin **avant** le **PMB**, RFE = **16°** vilebrequin **après** le **PMH**.

Solution

La phase d'admission dure **180 °VB + AOA + RFA = 180 °VB + 52 °VB = 232 °VB**.

La phase d'échappement dure **180 °VB + AOE + RFE = 180 °VB + 66 °VB = 246 °VB**.

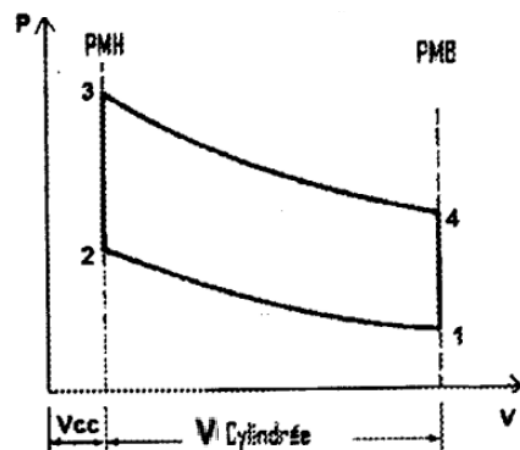
Pour **N tours / min** le vilebrequin décrit **360*N** degrés vilebrequin en **60** secondes. En utilisant la règle de trois on peut tirer la durée correspondante à chaque vitesse.

<i>N</i> [tr/min]	Phase admission [ms]	Phase échappement [ms]	Phase admission [° VB]	Phase échappement [° VB]
1000	38,67	41,00	232	246
1500	25,78	27,33		
2000	19,33	20,50		
2500	15,47	16,40		
3000	12,89	13,67		
3500	11,05	11,71		
4000	09,67	10,25		

Plus le régime augmente plus petite est la durée de remplissage et de vidange des cylindres.

Problème 7-2

Soit un moteur à essence fonctionnant suivant le cycle OTTO. La charge air/Essence est introduite dans la chambre de combustion à **T₁=300 °K** et **P₁=0,9 atm** le rapport air fuel est **A/F=15:1**. La cylindrée est **V_{cyl}=1200 cm³**. Le taux de compression volumétrique est **ε=8:1**. Le pouvoir calorifique du combustible est **42 MJ/kg**. On supposera que **γ_{air}=1.4** et que **Cp_{air}=1004.153 J/kg**.



Déterminer :

- 1- La masse d'air et de fuel introduites dans le moteur.
- 2- La température et la pression aux points 1, 2, 3 et 4.
- 3- Le travail net par unité de masse et le rendement thermique du moteur.

Solution

Compression et détente isentropiques : $P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma$, $P_3 V_3^\gamma = P_4 V_4^\gamma$

Combustion à volume constant :

$$Q_{23} = (m_{\text{fuel}} + m_{\text{air}}) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) = \text{PCI} \cdot m_{\text{fuel}} = \text{PCI} \cdot m_{\text{air}} \cdot \left(\frac{F}{A}\right)$$

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

Fluide moteur est un gas parfait : $P_1 V_1 = nRT_1$, $P_2 V_2 = nRT_2$, $P_3 V_3 = nRT_3$, $P_4 V_4 = nRT_4$

1- La masse d'air introduit dans le cylindre :

$$m_{\text{air}} = \rho_{\text{air}} V_1 = \rho_{\text{air}} \varepsilon V_2$$

$$m_{\text{air}} = \rho_{\text{air}} V_1 = \frac{P_1}{r T_1} (V_{\text{cc}} + V_{\text{cyl}}) = \frac{P_1}{r T_1} \varepsilon V_{\text{cc}}$$

$$m_{\text{air}} = \frac{P_1}{r T_1} \frac{\varepsilon V_{\text{cyl}}}{(\varepsilon - 1)}$$

$$m_{\text{air}} = \frac{91192,5}{287} \frac{8 * 1200,}{300 (8 - 1) * 10^6} \approx 1,453 \text{ g air}$$

La masse d'essence introduit dans le cylindre :

$$m_{\text{fuel}} = m_{\text{air}} \left(\frac{F}{A}\right) \approx 0,0968 \text{ g essence}$$

2-

Etat 1 Début de compression avec $T_1=300 \text{ °K}$ et $P_1=0,9 \text{ atm}$.

Etat 2 Fin de compression début de combustion

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = T_1 \varepsilon^{\gamma-1} \quad \rightarrow \quad T_2 = 300 * (8)^{0,4} = 689,22 \text{ °K}$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = P_1 \varepsilon^\gamma \quad \rightarrow \quad P_2 = 0,9 * (8)^{1,4} = 16,54 \text{ atm}$$

Etat 3 Fin de combustion début de détente

$$T_{3.} = T_2 + \left(\frac{Q_{23}}{(m_{\text{fuel}} + m_{\text{air}}) \cdot C_v}\right) = T_2 + \left(\left(\frac{\gamma}{C_p}\right) \frac{\text{PCI} m_{\text{air}} \left(\frac{F}{A}\right)}{m_{\text{air}} \left(\frac{F}{A} + 1\right)}\right)$$

$$T_{3.} = T_2 + \left(\left(\frac{\gamma}{C_p}\right) \frac{\text{PCI} \left(\frac{F}{A}\right)}{\left(\frac{F}{A} + 1\right)}\right)$$

$$T_3 = 689,22 + \left(\left(\frac{1,4}{1004,153}\right) * 42 * 10^6 * \frac{1}{16}\right) \approx 4349,02 \text{ °K}$$

Cette température n'est pas correcte car on a considéré une combustion complète et on a négligé les pertes par transfert thermique à travers la culasse, la tête du piston et le cylindre. La température maximale du cycle réel est nettement plus faible que celle trouvée dans cet exemple (1600 à 2000 °K).

$$P_2 V_2 = nRT_2, \quad P_3 V_3 = nRT_3, \quad \rightarrow P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2}$$

$$P_3 = 16,54 * \frac{4349,02}{689,22} \approx 104,37 \text{ atm } (\sim 105 \text{ bars})$$

La pression maximale du cycle réel dans un moteur à essence est pression est nettement plus faible (~ 40 à 60 bars).

Etat 4 Fin de détente

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{1-\gamma} = \frac{T_3}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad \rightarrow T_2 = \frac{4349,02}{(8)^{0,4}} = 1893,02 \text{ °K}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^\gamma = \frac{P_1}{\varepsilon^\gamma} \quad \rightarrow P_2 = \frac{104,37}{(8)^{1,4}} = 5,68 \text{ atm}$$

3- Le travail net du cycle Otto le travail du cycle.

$$W_{\text{net}} = \oint Tds = \int_1^2 Tds + \int_2^3 Tds + \int_3^4 Tds + \int_4^1 Tds$$

$$W_{\text{net}} = \oint Tds = 0 + \int_2^3 Tds + 0 + \int_4^1 Tds$$

$$\text{Avec } Tds = C_v dT + pdV$$

$$W_{\text{net}} = \int_2^3 (C_v dT + pdV) + \int_4^1 (C_v dT + pdV) W_{\text{net}} = \int_2^3 (C_v dT + 0) + \int_4^1 (C_v dT + 0)$$

$$W_{\text{net}} = \int_2^3 (C_v dT) - \int_1^4 (C_v dT) = Q_{23} - Q_{14}$$

$$W_{\text{net}} = Q_{23} - Q_{14}$$

$$q_{23} = C_v \cdot (T_3 - T_2) = 2625 \text{ kJ/Kg}$$

$$q_{41} = C_v \cdot (T_4 - T_1) = 1142,6 \text{ kJ/Kg}$$

$$W_{\text{net}} = 1482,4 \text{ kJ/Kg}$$

4- Le rendement thermique du moteur est le rapport entre le travail net du cycle et la chaleur fournie au système.

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{23}} = \frac{1482,4}{2625} = 0,5647 \quad (56,47 \%)$$

Le rendement thermique du cycle Otto est aussi :

$$\eta_{th} = \frac{Q_{23} - Q_{14}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{14}}{Q_{23}} = 0,5647$$

Le rendement thermique du cycle Otto est également :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^\gamma} = 0,5647$$

Problème 7-3

Soit un moteur diesel à quatre temps ayant six cylindres en ligne ($Z=6$). Le moteur développe une puissance à l'arbre égale à **264 kW** à **2400 tr/min**. Le taux de compression volumétrique est de $\varepsilon=17:1$. La longueur de la bielle et de $L_b=22,7$ cm. Le diamètre d'alésage est de $D=12$ cm. La course du piston est égale à $S=14,5$ cm. Calculer :

- 1- La cylindrée unitaire, la cylindrée totale et le volume mort en cm^3 .
- 2- La vitesse moyenne du piston et la pression moyenne effective et le couple effectif.
- 3- La position, la vitesse, l'accélération du piston ainsi que le volume lorsque l'angle vilebrequin est égal à **0, 30, 45, 60, 90, 120, 135, 150 et 180 °VB**.

Solution

La cylindrée unitaire :

$$V_{cyl} = \frac{\pi D^2 S}{4} = 1639,91 \text{ cm}^3$$

La cylindrée totale :

$$V_{tot} = V_{cyl} * 6 = 9839,91 \text{ cm}^3$$

Le volume mort (chambre de combustion) :

$$\varepsilon = \frac{V_{PMB}}{V_{PMH}} = \frac{V_{cyl} + V_{cc}}{V_{cc}}$$

$$V_{cc} = \frac{V_{cyl}}{(\varepsilon - 1)} = 102,49 \text{ cm}^3$$

La vitesse moyenne du piston :

$$\bar{U}_P = 2 \cdot N \cdot S = 2 \left(\frac{2400}{60} \right) (14,5 \cdot 10^{-2}) = 11,6 \text{ m/s}$$

La pression moyenne effective :

La puissance effective est $P_e = \frac{p_{me} \cdot V_{cyl} N}{60 n_R} Z$ ainsi $p_{me} = \frac{60 P_e n_R}{Z V_{cyl} N}$

$$pme = \frac{60 * (264000) * 2}{6 * (1639,91 * 10^{-6}) * (2400)} = 13,42 \text{ bars}$$

Le couple effectif :

$$P_e = C \cdot \omega = C \frac{2\pi N}{60} \rightarrow C = \frac{60 P_e}{2\pi N}$$

$$C = \frac{60 * 264000}{2\pi(2400)} = 105,0 \text{ dNm}$$

La position, la vitesse et l'accélération du piston (l'angle β en radian):

$$x(\beta) = r \left[1 - \cos \beta + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\beta) \right], \quad V(\beta) = V_{cc} + \left(\frac{\pi D^2 x(\beta)}{4} \right)$$

$$\dot{x}(\beta) = r\omega \left[\sin \beta + \frac{\lambda}{2} (\sin 2\beta) \right], \quad \ddot{x}(\beta) = r\omega^2 [\cos \beta + \lambda(\cos 2\beta)]$$

$$r = \frac{S}{2} = \frac{14,5}{2} = 7,25 \text{ cm}, \quad \lambda = \frac{L_b}{r} = \frac{22,7}{7,25} \approx 3,131, \quad \omega = 251,33 \text{ rad/s}$$

Angle vilebrequin β [° VB]	Angle vilebrequin β rad]	$x(\beta)$ [cm]	$\dot{x}(\beta)$ [cm/s]	$\ddot{x}(\beta)$ [cm/s ²]	$V(\beta)$ [cm ³]
0	0,0000	0,00	0,00	531080,37	102,49
30	0,5236	1,26	1415,05	433161,39	245,08
45	0,7854	2,70	1870,39	323819,30	408,12
60	1,0472	4,49	2081,99	192409,46	610,68
90	1,5708	8,41	1822,12	-73130,73	1053,39
120	2,0944	11,74	1074,02	-265540,18	1430,63
135	2,3562	12,96	706,48	-323819,30	1567,72
150	2,6180	13,82	407,07	-360030,66	1665,29
180	3,1416	14,50	0,00	-384818,92	1742,41

Problème 7-4

Soit un moteur thermique fonctionnant suivant le cycle mixte à quatre temps. Le moteur possède les caractéristiques suivantes : **D = 12 cm, S = 14 cm. $V_3/V_2 = V_3/V_x = 1,15$; $P_3/P_2 = P_x/P_2 = 2,2$; $\epsilon = V_1/V_2 = 16$.** Le taux de gas résiduels est de **3%** en masse et le rapport air fuel est **A/F=16 :1**. On supposera que l'air (gaz parfait) avec **$\gamma=1,4, r_{air}=287 \text{ J/Kg/°K}$** .

Calculer

1. La température, la pression et le volume aux points **(1, 2, x, 3 et 4)**
2. Les chaleurs fournies à volume constant **Q_{c1}** et à pression constante **Q_{c2}** .
3. La chaleur cédée à volume constant **Q_f** .
4. Le travail net du cycle **W_{net}** .
5. Le rendement thermique **η_{th}** et le rendement maximal.

Solution

Compression et détente isentropiques :

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \quad , \quad P_3 V_3^\gamma = P_4 V_4^\gamma$$

Le fluide moteur est un gas parfait :

$$P_1 V_1 = nRT_1, \quad P_2 V_2 = nRT_2,$$

$$P_3 V_3 = nRT_3, \quad P_x V_x = nRT_x,$$

$$P_4 V_4 = nRT_4$$

Le volume de la cylindrée:

$$V_{cyl} = \frac{\pi D^2 S}{4} = 1583,36 \text{ cm}^3$$

Le volume de la chambre de combustion :

$$V_{cc} = \frac{V_{cyl}}{(\epsilon - 1)} = 105,55 \text{ cm}^3$$

$$V_1 = V_{cyl} + V_{cc}, \quad V_2 = V_x = V_{cc}, \quad V_3 = 1,15 * V_{cc}, \quad V_4 = V_1 = V_{cyl} + V_{cc}$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = P_1 \epsilon^\gamma, \quad P_3 = P_x = 2,2 P_2 = 2,2 P_1 \epsilon^\gamma, \quad P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^\gamma = P_3 \left(\frac{1,15 V_2}{V_4}\right)^\gamma = \frac{P_3 (1,15)^\gamma}{\epsilon^\gamma}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = T_1 \epsilon^{\gamma-1}, \quad T_x = T_2 \left(\frac{P_x}{P_2}\right) = 2,2 T_2, \quad T_3 = T_x \left(\frac{V_3}{V_2}\right), \quad T_4 = T_1 \left(\frac{P_4}{P_1}\right)$$

Etat	P [bar]	V [cm ³]	T [°K]
1	0,95	1688,91	293,15
2	46,077784	105,55	888,66
x	101,37112	105,55	1955,06
3	101,37112	121,38	2248,32
4	2,541694	1688,91	797,69

Combustion à volume constant :

$$Q_{c1} = m C_v (T_x - T_2) = \frac{m r_{air}}{(\gamma - 1)} (T_x - T_2)$$

Combustion à pression constante :

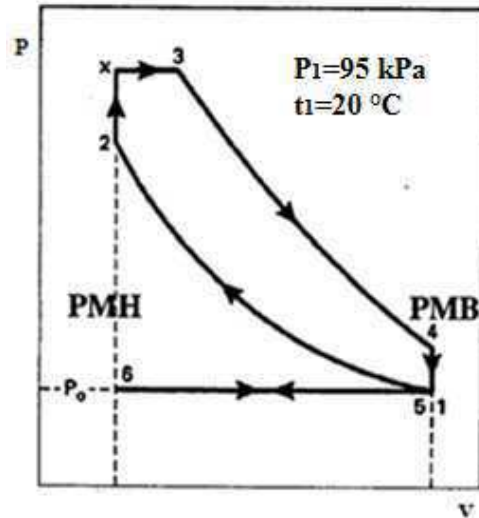
$$Q_{c2} = m C_p (T_3 - T_x) = \frac{m \gamma r_{air}}{(\gamma - 1)} (T_3 - T_x)$$

Dégagement de chaleur à volume constant :

$$Q_f = m C_v (T_4 - T_1) = \frac{m r_{air}}{(\gamma - 1)} (T_4 - T_1)$$

Estimation de la masse introduite dans le cylindre m est la somme : masse d'air + masse de carburant + masse gas résiduels.

$$\text{Masse d'air : } m_{air} = \frac{P_1 V_1}{r_{air} T_1} \approx 1,9 \text{ g air.}$$



Masse de carburant : $m_{\text{fuel}} = m_{\text{air}} \left(\frac{F}{A} \right) = \frac{m_{\text{air}}}{16} \approx 0,117 \text{ g fuel.}$

Masse gas résiduels : $m_r = \left(\frac{3}{100} \right) m.$

Masse totale : $m = m_{\text{air}} + m_{\text{fuel}} + m_r = m_{\text{air}} + \frac{m_{\text{air}}}{16} + 0,03 m$

$$m - 0,03 m = \frac{17 m_{\text{air}}}{16} \quad \Leftrightarrow \quad 0,97 m = \frac{17 m_{\text{air}}}{16}$$

$$m = \frac{17 * 1,9}{16 * 0,97} = 2,05 \text{ g}$$

Combustion à volume constant :

$$Q_{c1} = \frac{m r_{\text{air}}}{(\gamma-1)} (T_x - T_2) = \frac{2,05 * 287 * 10^{-3}}{0,4} (1955,06 - 888,66) = 4182,756 \text{ J}$$

Combustion à pression constante :

$$Q_{c2} = \frac{m \gamma r_{\text{air}}}{(\gamma-1)} (T_3 - T_x) = \frac{2,05 * 1,4 * 287 * 10^{-3}}{0,4} (2248,32 - 1955,06) = 603,888 \text{ J}$$

Dégagement de chaleur à volume constant :

$$Q_f = \frac{m r_{\text{air}}}{(\gamma-1)} (T_4 - T_1) = \frac{2,05 * 287 * 10^{-3}}{0,4} (797,69 - 293,15) = 734,761 \text{ J}$$

Le travail net du cycle :

$$W_{\text{net}} = Q_{23} - Q_{14} = Q_{2x} + Q_{x3} - Q_{14}$$

$$W_{\text{net}} = Q_{c1} + Q_{c2} - Q_f = 4126,928 \text{ J}$$

Le rendement thermique du cycle :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{14}}{Q_{23}} = 0,8464$$

Le rendement maximal du cycle :

$$\eta_{\text{carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}} = 0,8696$$

Problème 7-5

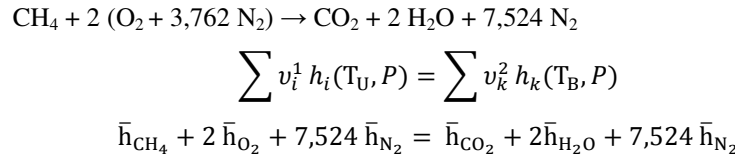
Un mélange réactif composé de méthane (CH_4) et d'air est introduit dans un réacteur parfaitement isolé à 25°C , 1 atm. La combustion est adiabatique, complète et se produit à pression constante. L'eau dans les produits sort à l'état gazeux. On demande de calculer la température adiabatique de fin de combustion.

- 1- Pour un mélange CH_4 / Air strict,
- 2- Pour un mélange CH_4 / Air avec $\lambda=1,5$.

Enthalpies de formation $\overline{(h_f^0)}_{\text{CH}_4} = -74850$ KJ/Kmole, $\overline{(h_f^0)}_{\text{CO}_2} = -393520$ KJ/Kmole, $\overline{(h_f^0)}_{\text{H}_2\text{O}} = -241820$ KJ/Kmole, $\overline{(h_f^0)}_{\text{O}_2} = \overline{(h_f^0)}_{\text{N}_2} = 0$ KJ/Kmole.

Solution

1- La réaction méthane / air lorsque $\lambda=1$



L'enthalpie des réactifs :

$$\sum v_i^1 \bar{h}_i(T_U, P) = \left[\overline{(h_f^0)}_{\text{CH}_4} + (\bar{h}_{\text{CH}_4}(T_U) - \bar{h}_{\text{CH}_4}(298,15)) \right] + 2 \left[\overline{(h_f^0)}_{\text{O}_2} + (\bar{h}_{\text{O}_2}(T_U) - \bar{h}_{\text{O}_2}(298,15)) \right]$$

$$+ 7,524 \left[\overline{(h_f^0)}_{\text{N}_2} + (\bar{h}_{\text{N}_2}(T_U) - \bar{h}_{\text{N}_2}(298,15)) \right]$$

En remplaçant les enthalpies de formation des diatomiques avec $T_U=298,15$ °K.

$$\sum v_i^1 \bar{h}_i(T_U, P) = \overline{(h_f^0)}_{\text{CH}_4}$$

L'enthalpie des produits :

$$\sum v_k^2 \bar{h}_k(T_B, P) = \left[\overline{(h_f^0)}_{\text{CO}_2} + (\bar{h}_{\text{CO}_2}(T_B) - \bar{h}_{\text{CO}_2}(298,15)) \right] + 2 \left[\overline{(h_f^0)}_{\text{H}_2\text{O}} + (\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(T_B) - \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(298,15)) \right]$$

$$+ 7,524 \left[\overline{(h_f^0)}_{\text{N}_2} + (\bar{h}_{\text{N}_2}(T_B) - \bar{h}_{\text{N}_2}(298,15)) \right]$$

En remplaçant les enthalpies de formation des diatomiques :

$$\sum v_k^2 \bar{h}_k(T_B, P) = \left[\overline{(h_f^0)}_{\text{CO}_2} + (\bar{h}_{\text{CO}_2}(T_B) - \bar{h}_{\text{CO}_2}(298,15)) \right] + 2 \left[\overline{(h_f^0)}_{\text{H}_2\text{O}} + (\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(T_B) - \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(298,15)) \right]$$

$$+ 7,524 \left[\overline{(h_f^0)}_{\text{N}_2} + (\bar{h}_{\text{N}_2}(T_B) - \bar{h}_{\text{N}_2}(298,15)) \right]$$

En regroupant les termes contenant T_B :

$$\bar{h}_{\text{CO}_2}(T_B) + 2 * \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(T_B) + 7,524 * \bar{h}_{\text{N}_2}(T_B)$$

$$= \overline{(h_f^0)}_{\text{CH}_4} - \overline{(h_f^0)}_{\text{CO}_2} - 2\overline{(h_f^0)}_{\text{H}_2\text{O}} + \bar{h}_{\text{CO}_2}(298,15) + 2 * \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(298,15) + 7,524 * \bar{h}_{\text{N}_2}(298,15)$$

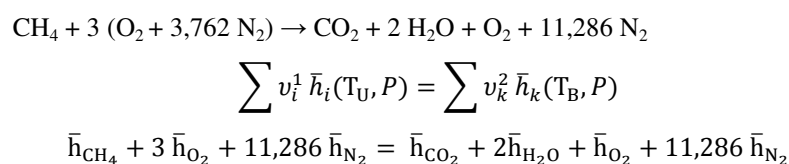
En utilisant les tables JANAF à la fin de ce chapitre :

$$\bar{h}_{\text{CO}_2}(T_B) + 2 * \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(T_B) + 7,524 * \bar{h}_{\text{N}_2}(T_B) = A \quad \text{ainsi } A = 896707,56$$

T_B [°K]	$\bar{h}_{\text{CO}_2}(T_B) + 2 * \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(T_B) + 7,524 * \bar{h}_{\text{N}_2}(T_B)$ [kJ]
2200	862800,54 < A
2300	884819,22 < A
2350	906862,90 > A

Après interpolation linéaire : $T_B = 2326,97$ °K

2- La réaction méthane / air lorsque $\lambda=1,5$



L'enthalpie des réactifs :

$$\sum v_i^1 \bar{h}_i(T_U, P) = \left[\overline{(h_f^0)}_{CH_4} + \left(\bar{h}_{CH_4}(T_U) - \bar{h}_{CH_4}(298,15) \right) \right] + 3 \left[\overline{(h_f^0)}_{O_2} + \left(\bar{h}_{O_2}(T_U) - \bar{h}_{O_2}(298,15) \right) \right] + 11,286 \left[\overline{(h_f^0)}_{N_2} + \left(\bar{h}_{N_2}(T_U) - \bar{h}_{N_2}(298,15) \right) \right]$$

En remplaçant les enthalpies de formation des diatomiques avec $T_U=298,15 \text{ }^\circ\text{K}$.

$$\sum v_i^1 \bar{h}_i(T_U, P) = \overline{(h_f^0)}_{CH_4}$$

L'enthalpie des produits :

$$\sum v_k^2 \bar{h}_k(T_B, P) = \left[\overline{(h_f^0)}_{CO_2} + \left(\bar{h}_{CO_2}(T_B) - \bar{h}_{CO_2}(298,15) \right) \right] + 2 \left[\overline{(h_f^0)}_{H_2O} + \left(\bar{h}_{H_2O}(T_B) - \bar{h}_{H_2O}(298,15) \right) \right] + \left[\overline{(h_f^0)}_{O_2} + \left(\bar{h}_{O_2}(T_B) - \bar{h}_{O_2}(298,15) \right) \right] + 11,286 \left[\overline{(h_f^0)}_{N_2} + \left(\bar{h}_{N_2}(T_B) - \bar{h}_{N_2}(298,15) \right) \right]$$

En remplaçant les enthalpies de formation des diatomiques :

$$\sum v_k^2 \bar{h}_k(T_B, P) = \left[\overline{(h_f^0)}_{CO_2} + \left(\bar{h}_{CO_2}(T_B) - \bar{h}_{CO_2}(298,15) \right) \right] + 2 \left[\overline{(h_f^0)}_{H_2O} + \left(\bar{h}_{H_2O}(T_B) - \bar{h}_{H_2O}(298,15) \right) \right] + \left[\left(\bar{h}_{O_2}(T_B) - \bar{h}_{O_2}(298,15) \right) \right] + 11,286 \left[\left(\bar{h}_{N_2}(T_B) - \bar{h}_{N_2}(298,15) \right) \right]$$

En regroupant les termes contenant T_B :

$$\bar{h}_{CO_2}(T_B) + 2 * \bar{h}_{H_2O}(T_B) + \bar{h}_{O_2}(T_B) + 11,286 * \bar{h}_{N_2}(T_B) = \overline{(h_f^0)}_{CH_4} - \overline{(h_f^0)}_{CO_2} - 2\overline{(h_f^0)}_{H_2O} + \bar{h}_{CO_2}(298,15) + 2 * \bar{h}_{H_2O}(298,15) + \bar{h}_{O_2}(298,15) + 11,286 * \bar{h}_{N_2}(298,15)$$

En utilisant les tables JANAF à la fin de ce chapitre :

$$\bar{h}_{CO_2}(T_B) + 2 * \bar{h}_{H_2O}(T_B) + \bar{h}_{O_2}(T_B) + 11,286 * \bar{h}_{N_2}(T_B) = B \quad \text{ainsi } B = 938002,33$$

T_B [$^\circ\text{K}$]	$\bar{h}_{CO_2}(T_B) + 2 * \bar{h}_{H_2O}(T_B) + \bar{h}_{O_2}(T_B) + 11,286 * \bar{h}_{N_2}(T_B)$ [kJ]
1700	885247,31 < B
1780	932884,27 < B
1800	972830,11 > B

Après interpolation linéaire : $T_B = 1782,56 \text{ }^\circ\text{K}$

Problème 7-6

Un mélange réactif composé d'Octane (C_8H_{18}) liquide et d'air est introduit dans un réacteur parfaitement isolé à $25 \text{ }^\circ\text{C}$, 1 atm. En supposera que la combustion est adiabatique, complète et se produit à pression constante. L'eau dans les produits sort à l'état vapeur. On demande de :

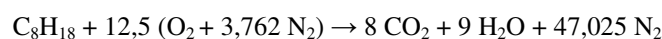
- 1- Calculer la température de fin de combustion pour un mélange C_8H_{18} / Air tel que $\lambda=1$.
- 2- Calculer la température de fin de combustion lorsque les réactifs sont à $330 \text{ }^\circ\text{K}$.

Enthalpies de formation $\overline{(h_f^0)}_{C_8H_{18}} = -249910 \text{ KJ/Kmole}$, $\overline{(h_f^0)}_{CO_2} = -393520 \text{ KJ/Kmole}$,

$\overline{(h_f^0)}_{H_2O} = -241820 \text{ KJ/Kmole}$, $\overline{(h_f^0)}_{O_2} = \overline{(h_f^0)}_{N_2} = 0 \text{ KJ/Kmole}$,

Solution

- 1- La réaction Octane / air lorsque $\lambda=1$



$$\sum v_i^1 h_i(T_U, P) = \sum v_k^2 h_k(T_B, P)$$

$$\bar{h}_{C_8H_{18}} + 12,5 \bar{h}_{O_2} + 47,025 \bar{h}_{N_2} = 8 \bar{h}_{CO_2} + 9 \bar{h}_{H_2O} + 47,025 \bar{h}_{N_2}$$

L'enthalpie des réactifs :

$$\sum v_i^1 \bar{h}_i(T_U, P) = \left[(\bar{h}_f^0)_{C_8H_{18}} + (\bar{h}_{C_8H_{18}}(T_U) - \bar{h}_{C_8H_{18}}(298,15)) \right] + 12,5 \left[(\bar{h}_f^0)_{O_2} + (\bar{h}_{O_2}(T_U) - \bar{h}_{O_2}(298,15)) \right]$$

$$+ 47,025 \left[(\bar{h}_f^0)_{N_2} + (\bar{h}_{N_2}(T_U) - \bar{h}_{N_2}(298,15)) \right]$$

En remplaçant les enthalpies de formation des diatomiques avec $T_U=298,15 \text{ }^\circ\text{K}$.

$$\sum v_i^1 \bar{h}_i(T_U, P) = (\bar{h}_f^0)_{C_8H_{18}}$$

L'enthalpie des produits :

$$\sum v_k^2 \bar{h}_k(T_B, P) = 8 \left[(\bar{h}_f^0)_{CO_2} + (\bar{h}_{CO_2}(T_B) - \bar{h}_{CO_2}(298,15)) \right] + 9 \left[(\bar{h}_f^0)_{H_2O} + (\bar{h}_{H_2O}(T_B) - \bar{h}_{H_2O}(298,15)) \right]$$

$$+ 47,025 \left[(\bar{h}_f^0)_{N_2} + (\bar{h}_{N_2}(T_B) - \bar{h}_{N_2}(298,15)) \right]$$

En remplaçant les enthalpies de formation des diatomiques :

$$\sum v_k^2 \bar{h}_k(T_B, P) = 8 \left[(\bar{h}_f^0)_{CO_2} + (\bar{h}_{CO_2}(T_B) - \bar{h}_{CO_2}(298,15)) \right] + 9 \left[(\bar{h}_f^0)_{H_2O} + (\bar{h}_{H_2O}(T_B) - \bar{h}_{H_2O}(298,15)) \right]$$

$$+ 47,025 \left[(\bar{h}_{N_2}(T_B) - \bar{h}_{N_2}(298,15)) \right]$$

En regroupant les termes contenant T_B :

$$8 * \bar{h}_{CO_2}(T_B) + 9 * \bar{h}_{H_2O}(T_B) + 47,025 * \bar{h}_{N_2}(T_B)$$

$$= (\bar{h}_f^0)_{C_8H_{18}} - 8 * (\bar{h}_f^0)_{CO_2} - 9 * (\bar{h}_f^0)_{H_2O} + 8 * \bar{h}_{CO_2}(298,15) + 9 * \bar{h}_{H_2O}(298,15) + 47,025 * \bar{h}_{N_2}(298,15)$$

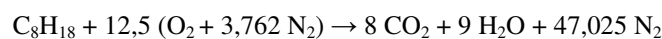
En utilisant les tables JANAF à la fin de ce chapitre :

$$8 * \bar{h}_{CO_2}(T_B) + 9 * \bar{h}_{H_2O}(T_B) + 47,025 * \bar{h}_{N_2}(T_B) = A \quad \text{ainsi } A = 5646337,7$$

T_B [°K]	$8 * \bar{h}_{CO_2}(T_B) + 9 * \bar{h}_{H_2O}(T_B) + 47,025 * \bar{h}_{N_2}(T_B)$ [kJ]
1800	4047103,3 < A
1900	4334867,5 < A
2300	5394734,9 < A
2350	5528591,4 < A
2400	5662811 > A

Après interpolation linéaire : $T_B = 2393,86 \text{ }^\circ\text{K}$

2- La réaction Octane / air lorsque $\lambda=1$ avec $T_U=330 \text{ }^\circ\text{K}$.



$$\sum v_i^1 h_i(T_U, P) = \sum v_k^2 h_k(T_B, P)$$

$$\bar{h}_{C_8H_{18}} + 12,5 \bar{h}_{O_2} + 47,025 \bar{h}_{N_2} = 8 \bar{h}_{CO_2} + 9 \bar{h}_{H_2O} + 47,025 \bar{h}_{N_2}$$

L'enthalpie des réactifs :

$$\sum v_i^1 \bar{h}_i(T_U, P) = \left[(\bar{h}_f^0)_{C_8H_{18}} + (\bar{h}_{C_8H_{18}}(T_U) - \bar{h}_{C_8H_{18}}(298,15)) \right] + 12,5 \left[(\bar{h}_f^0)_{O_2} + (\bar{h}_{O_2}(T_U) - \bar{h}_{O_2}(298,15)) \right]$$

$$+ 47,025 \left[(\bar{h}_f^0)_{N_2} + (\bar{h}_{N_2}(T_U) - \bar{h}_{N_2}(298,15)) \right]$$

En remplaçant les enthalpies de formation des diatomiques avec $T_U \neq 298,15 \text{ }^\circ\text{K}$.

$$\sum v_i^1 \bar{h}_i(T_U, P) = \left[\overline{(h_f^0)}_{C_8H_{18}} + \left(\bar{h}_{C_8H_{18}}(330) - \bar{h}_{C_8H_{18}}(298,15) \right) \right] + 12,5 \left[\overline{(h_f^0)}_{O_2} + \left(\bar{h}_{O_2}(330) - \bar{h}_{O_2}(298,15) \right) \right] \\ + 47,025 \left[\overline{(h_f^0)}_{N_2} + \left(\bar{h}_{N_2}(330) - \bar{h}_{N_2}(298,15) \right) \right]$$

L'enthalpie des produits :

$$\sum v_k^2 \bar{h}_k(T_B, P) = 8 \left[\overline{(h_f^0)}_{CO_2} + \left(\bar{h}_{CO_2}(T_B) - \bar{h}_{CO_2}(298,15) \right) \right] + 9 \left[\overline{(h_f^0)}_{H_2O} + \left(\bar{h}_{H_2O}(T_B) - \bar{h}_{H_2O}(298,15) \right) \right] \\ + 47,025 \left[\overline{(h_f^0)}_{N_2} + \left(\bar{h}_{N_2}(T_B) - \bar{h}_{N_2}(298,15) \right) \right]$$

En remplaçant les enthalpies de formation des diatomiques :

$$\sum v_k^2 \bar{h}_k(T_B, P) = 8 \left[\overline{(h_f^0)}_{CO_2} + \left(\bar{h}_{CO_2}(T_B) - \bar{h}_{CO_2}(298,15) \right) \right] + 9 \left[\overline{(h_f^0)}_{H_2O} + \left(\bar{h}_{H_2O}(T_B) - \bar{h}_{H_2O}(298,15) \right) \right] \\ + 47,025 \left[\left(\bar{h}_{N_2}(T_B) - \bar{h}_{N_2}(298,15) \right) \right]$$

En regroupant les termes contenant T_B :

$$8 * \bar{h}_{CO_2}(T_B) + 9 * \bar{h}_{H_2O}(T_B) + 47,025 * \bar{h}_{N_2}(T_B) \\ = \overline{(h_f^0)}_{C_8H_{18}} - 8 * \overline{(h_f^0)}_{CO_2} - 9 * \overline{(h_f^0)}_{H_2O} + 8 * \bar{h}_{CO_2}(298,15) + 9 * \bar{h}_{H_2O}(298,15) + 47,025 * \bar{h}_{N_2}(298,15) \\ - 8 * \bar{h}_{CO_2}(330) + 9 * \bar{h}_{H_2O}(330) + 47,025 * \bar{h}_{N_2}(330)$$

En utilisant les tables JANAF à la fin de ce chapitre :

$$8 * \bar{h}_{CO_2}(T_B) + 9 * \bar{h}_{H_2O}(T_B) + 47,025 * \bar{h}_{N_2}(T_B) = B \quad \text{ainsi } B = 5763503,7$$

T_B [°K]	$8 * \bar{h}_{CO_2}(T_B) + 9 * \bar{h}_{H_2O}(T_B) + 47,025 * \bar{h}_{N_2}(T_B)$ [kJ]
2400	5662811,0 < B
2450	5797430,7 > B

Après interpolation linéaire : $T_B = 2437,39$ °K

Le préchauffage des réactifs conduit systématiquement à une augmentation de la température de fin de combustion de près de 43,5 °K.

C_p° (cal/mol-K)

T (K)	O _{2(g)}	H _{2(g)}	N _{2(g)}	O(g)	H(g)	N(g)	C(g)	CO(g)	NO(g)	OH(g)	H ₂ O(g)	CO _{2(g)}	CH _{4(g)}	C ₂ H _{2(g)}	C ₂ H _{4(g)}
0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
100	6.957	6.729	6.956	5.665	4.968	4.968	5.084	6.956	7.720	7.798	7.959	6.981	7.949	7.014	7.952
200	6.961	6.560	6.957	5.434	4.968	4.968	4.996	6.957	7.271	7.356	7.971	7.734	8.000	8.505	8.451
298.15	7.021	6.892	6.961	5.237	4.968	4.968	4.980	6.965	7.133	7.167	8.028	8.874	8.518	10.539	10.250
300	7.023	6.895	6.961	5.234	4.968	4.968	4.980	6.965	7.132	7.165	8.030	8.896	8.534	10.571	10.292
400	7.196	6.974	6.991	5.134	4.968	4.968	4.975	4.862	7.157	7.087	8.189	9.877	9.680	12.065	12.679
500	7.431	6.993	7.070	5.081	4.968	4.968	4.972	7.121	7.286	7.056	8.419	10.666	11.076	13.114	14.932
600	7.670	7.009	7.196	5.049	4.968	4.968	4.971	7.276	7.466	7.057	8.682	11.310	12.483	13.931	16.889
700	7.883	7.037	7.350	5.029	4.968	4.968	4.970	7.450	7.655	7.090	8.962	11.846	13.813	14.615	18.574
800	8.062	7.080	7.513	5.015	4.968	4.968	4.970	7.624	7.832	7.150	9.255	12.293	15.041	15.239	20.038
900	8.211	7.142	7.670	5.006	4.968	4.968	4.969	7.786	7.988	7.233	9.557	12.667	16.157	15.801	21.319
1000	8.334	7.219	7.815	4.999	4.968	4.968	4.969	7.931	8.123	7.332	9.863	12.980	17.159	16.318	22.442
1100	8.437	7.309	7.945	4.994	4.968	4.968	4.969	8.057	8.238	7.439	10.166	13.243	18.052	16.789	23.427
1200	8.525	7.407	8.060	4.990	4.968	4.968	4.970	8.168	8.336	7.549	10.461	13.466	18.842	17.221	24.289
1300	8.601	7.510	8.161	4.987	4.968	4.968	4.970	8.263	8.419	7.659	10.742	13.656	19.537	17.613	25.044
1400	8.670	7.615	8.250	4.984	4.968	4.968	4.972	8.346	8.490	7.766	11.007	13.815	20.149	17.968	25.705
1500	8.734	7.719	8.328	4.982	4.968	4.968	4.975	8.417	8.552	7.867	11.233	13.953	20.687	18.291	26.284
1600	8.794	7.821	8.396	4.980	4.968	4.968	4.978	8.480	8.605	7.963	11.484	14.074	21.161	18.582	26.793
1700	8.853	7.920	8.456	4.979	4.968	4.968	4.983	8.535	8.651	8.053	11.696	14.177	21.578	18.845	27.241
1800	8.909	8.016	8.509	4.978	4.968	4.968	4.990	8.583	8.691	8.137	11.890	14.269	21.946	19.085	27.636
1900	8.965	8.106	8.555	4.978	4.968	4.968	4.998	8.626	8.727	8.214	12.069	14.352	22.272	19.302	27.985
2000	9.020	8.193	8.597	4.978	4.968	4.969	5.008	8.664	8.759	8.286	12.232	14.424	22.562	19.504	28.295
2200	9.129	8.354	8.668	4.978	4.968	4.971	5.032	8.728	8.813	8.415	12.526	14.547	23.049	19.853	28.817
2400	9.235	8.499	8.726	4.981	4.968	4.974	5.060	8.681	8.858	8.526	12.773	14.648	23.440	20.151	29.235
2600	9.337	8.631	8.775	4.986	4.968	4.982	5.094	8.825	8.895	8.622	12.985	14.734	23.757	20.404	29.574
2800	9.435	8.752	8.815	4.994	4.968	4.993	5.130	8.863	8.927	8.706	13.167	14.807	24.017	20.625	29.852
3000	9.528	8.864	8.850	5.004	4.968	5.010	5.168	8.895	8.955	8.780	13.324	14.873	24.233	20.820	30.082
3500	9.731	9.118	8.920	5.041	4.968	5.085	5.261	8.961	9.012	8.933	13.637	15.006	24.632	21.225	30.509
4000	9.900	9.349	8.975	5.091	4.968	5.212	5.345	9.014	9.058	9.055	13.870	15.118	24.900	21.557	30.796
4500	10.048	9.564	9.020	5.149	4.968	5.390	5.414	9.059	9.097	9.158	14.050	15.217	25.089	21.835	30.998
5000	10.200	9.758	9.061	5.210	4.968	5.607	5.468	9.100	9.132	9.249	14.195	15.307	25.226	22.077	31.145
5500	10.379	9.918	9.101	5.269	4.968	5.849	5.509	9.100	9.164	9.336	14.336	15.415	25.329	22.309	31.255
6000	10.609	10.030	9.148	5.323	4.968	6.100	5.540	9.175	9.194	9.422	14.477	15.525	25.408	22.521	31.339

$[H(T) - H(T_r)]$ (kcal/mol)

T (K)	$O_{2(g)}$	$H_{2(g)}$	$N_{2(g)}$	$O_{(g)}$	$H_{(g)}$	$N_{(g)}$	$C_{(g)}$	$CO_{(g)}$	$NO_{(g)}$	$OH_{(g)}$	$H_2O_{(g)}$	$CO_{2(g)}$	$CH_{4(g)}$	$C_2H_{2(g)}$	$C_2H_{4(g)}$
0	-2.075	-2.024	-2.072	-1.607	-1.481	-1.481	-1.562	-2.072	-2.197	-2.192	-2.367	-2.238	-2.396	-2.393	-2.514
100	-1.381	-1.307	-1.379	-1.080	-0.984	-0.984	-0.992	-1.379	-1.451	-1.467	-1.581	-1.543	-1.601	-1.698	-1.719
200	-0.685	-0.663	-0.618	-0.522	-0.488	-0.488	-0.489	-0.683	-0.705	-0.711	-0.784	-0.816	-0.805	-0.938	-0.909
298.15	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
300	0.013	0.013	0.013	0.010	0.009	0.009	0.009	0.013	0.013	0.013	0.015	0.016	0.016	0.020	0.019
400	0.723	0.707	0.710	0.527	0.506	0.506	0.507	0.711	0.727	0.725	0.825	0.957	0.923	1.155	1.167
500	1.454	1.406	1.413	1.038	1.003	1.003	1.004	1.418	1.448	1.432	1.655	1.985	1.960	2.416	2.550
600	2.209	2.106	2.126	1.544	1.500	1.500	1.501	2.137	2.185	2.137	2.510	3.085	3.138	3.769	4.143
700	2.987	2.808	2.853	2.048	1.996	1.996	1.999	2.874	2.941	2.845	3.392	4.243	4.454	5.197	5.918
800	3.785	3.514	3.596	2.550	2.493	2.493	2.495	3.627	3.716	3.556	4.303	5.451	5.897	6.690	7.851
900	4.599	4.225	4.355	3.051	2.990	2.990	2.992	4.398	4.507	4.275	5.243	6.699	7.458	8.243	9.920
1000	5.426	4.943	5.130	3.552	3.487	3.487	3.489	5.184	5.313	5.004	6.214	7.982	9.125	9.849	12.109
1100	6.265	5.669	5.918	4.051	3.984	3.984	3.986	5.984	6.131	5.742	7.216	9.293	10.886	11.505	14.404
1200	7.113	6.405	6.718	4.550	4.480	4.480	4.483	6.795	6.960	6.491	8.247	10.629	12.732	13.206	16.791
1300	7.969	7.151	7.529	5.049	4.977	4.977	4.980	7.617	7.798	7.252	9.307	11.986	14.652	14.947	19.258
1400	8.833	7.907	8.350	5.548	5.474	5.474	5.477	8.447	8.643	8.023	10.395	13.359	16.637	16.727	21.796
1500	9.703	8.674	9.179	6.046	5.971	5.971	5.975	9.285	9.495	8.805	11.508	14.748	18.679	18.540	24.396
1600	10.580	9.451	10.015	6.544	6.467	6.467	6.472	10.130	10.353	9.596	12.645	16.147	20.772	20.384	27.051
1700	11.462	10.238	10.858	7.042	6.964	6.964	6.970	10.981	11.216	10.397	13.804	17.562	22.909	22.255	29.753
1800	12.350	11.035	11.706	7.540	7.461	7.461	7.469	11.837	12.083	11.207	14.984	18.984	25.086	24.152	32.497
1900	13.244	11.841	12.559	8.038	7.958	7.958	7.968	12.697	12.954	12.024	16.182	20.416	27.297	26.072	35.279
2000	14.143	12.656	13.417	8.536	8.455	8.455	8.469	13.562	13.829	12.849	17.397	21.854	29.539	28.012	38.093
2200	15.958	14.311	15.144	9.531	9.448	9.449	9.473	15.301	15.586	14.520	19.874	24.752	34.102	31.949	43.806
2400	17.795	15.996	16.883	10.527	10.442	10.443	10.482	17.047	17.353	16.214	22.405	27.672	38.753	35.950	49.613
2600	19.652	17.709	18.634	11.524	11.435	11.439	11.497	18.803	19.129	17.929	24.981	30.610	43.473	40.006	55.495
2800	21.529	19.448	20.393	12.522	12.429	12.436	12.519	20.572	20.911	19.662	27.597	33.564	48.252	44.109	61.438
3000	23.426	21.209	22.159	13.522	13.423	13.436	13.549	22.348	22.699	21.411	30.246	36.533	53.077	48.254	67.432
3500	28.242	25.706	26.603	16.032	15.907	15.958	16.157	26.813	27.189	25.841	36.990	44.003	65.300	58.768	82.588
4000	33.151	30.324	31.077	18.565	18.391	18.531	18.809	31.307	31.709	30.339	43.870	51.535	77.688	69.466	97.918
4500	38.139	35.053	35.576	21.125	20.875	21.179	21.499	35.826	36.248	34.893	50.852	59.119	90.188	80.315	113.370
5000	43.200	39.884	40.096	23.715	23.359	23.927	24.220	40.366	40.805	39.495	57.914	66.750	102.768	91.294	128.908
5500	48.343	44.805	44.637	26.335	25.843	26.791	26.965	44.923	45.379	44.141	65.047	74.430	115.408	102.391	144.509
6000	53.587	49.795	49.199	28.983	28.327	29.778	29.728	49.500	49.969	48.831	72.250	82.165	128.093	113.600	160.158

T	Carbon Dioxide, CO ₂ ($\bar{h}_f^\circ = -393,520$ kJ/kmol)			Carbon Monoxide, CO ($\bar{h}_f^\circ = -110,530$ kJ/kmol)			Water Vapor, H ₂ O ($\bar{h}_f^\circ = -241,820$ kJ/kmol)			Oxygen, O ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)			Nitrogen, N ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)		
	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
220	6,601	4,772	202.966	6,391	4,562	188.683	7,295	5,466	178.576	6,404	4,575	196.171	6,391	4,562	182.638
230	6,938	5,026	204.464	6,683	4,771	189.980	7,628	5,715	180.054	6,694	4,782	197.461	6,683	4,770	183.938
240	7,280	5,285	205.920	6,975	4,979	191.221	7,961	5,965	181.471	6,984	4,989	198.696	6,975	4,979	185.180
250	7,627	5,548	207.337	7,266	5,188	192.411	8,294	6,215	182.831	7,275	5,197	199.885	7,266	5,188	186.370
260	7,979	5,817	208.717	7,558	5,396	193.554	8,627	6,466	184.139	7,566	5,405	201.027	7,558	5,396	187.514
270	8,335	6,091	210.062	7,849	5,604	194.654	8,961	6,716	185.399	7,858	5,613	202.128	7,849	5,604	188.614
280	8,697	6,369	211.376	8,140	5,812	195.173	9,296	6,968	186.616	8,150	5,822	203.191	8,141	5,813	189.673
290	9,063	6,651	212.660	8,432	6,020	196.735	9,631	7,219	187.791	8,443	6,032	204.218	8,432	6,021	190.695
298	9,364	6,885	213.685	8,669	6,190	197.543	9,904	7,425	188.720	8,682	6,203	205.033	8,669	6,190	191.502
300	9,431	6,939	213.915	8,723	6,229	197.723	9,966	7,472	188.928	8,736	6,242	205.213	8,723	6,229	191.682
310	9,807	7,230	215.146	9,014	6,437	198.678	10,302	7,725	190.030	9,030	6,453	206.177	9,014	6,437	192.638
320	10,186	7,526	216.351	9,306	6,645	199.603	10,639	7,978	191.098	9,325	6,664	207.112	9,306	6,645	193.562
330	10,570	7,826	217.534	9,597	6,854	200.500	10,976	8,232	192.136	9,620	6,877	208.020	9,597	6,853	194.459
340	10,959	8,131	218.694	9,889	7,062	201.371	11,314	8,487	193.144	9,916	7,090	208.904	9,888	7,061	195.328
350	11,351	8,439	219.831	10,181	7,271	202.217	11,652	8,742	194.125	10,213	7,303	209.765	10,180	7,270	196.173
360	11,748	8,752	220.948	10,473	7,480	203.040	11,992	8,998	195.081	10,511	7,518	210.604	10,471	7,478	196.995
370	12,148	9,068	222.044	10,765	7,689	203.842	12,331	9,255	196.012	10,809	7,733	211.423	10,763	7,687	197.794
380	12,552	9,392	223.122	11,058	7,899	204.622	12,672	9,513	196.920	11,109	7,949	212.222	11,055	7,895	198.572
390	12,960	9,718	224.182	11,351	8,108	205.383	13,014	9,771	197.807	11,409	8,166	213.002	11,347	8,104	199.331
400	13,372	10,046	225.225	11,644	8,319	206.125	13,356	10,030	198.673	11,711	8,384	213.765	11,640	8,314	200.071
410	13,787	10,378	226.250	11,938	8,529	206.850	13,699	10,290	199.521	12,012	8,603	214.510	11,932	8,523	200.794
420	14,206	10,714	227.258	12,232	8,740	207.549	14,043	10,551	200.350	12,314	8,822	215.241	12,225	8,733	201.499
430	14,628	11,053	228.252	12,526	8,951	208.252	14,388	10,813	201.160	12,618	9,043	215.955	12,518	8,943	202.189
440	15,054	11,393	229.230	12,821	9,163	208.929	14,734	11,075	201.955	12,923	9,264	216.656	12,811	9,153	202.863
450	15,483	11,742	230.194	13,116	9,375	209.593	15,080	11,339	202.734	13,228	9,487	217.342	13,105	9,363	203.523
460	15,916	12,091	231.144	13,412	9,587	210.243	15,428	11,603	203.497	13,535	9,710	218.016	13,399	9,574	204.170
470	16,351	12,444	232.080	13,708	9,800	210.880	15,777	11,869	204.247	13,842	9,935	218.676	13,693	9,786	204.803
480	16,791	12,800	233.004	14,005	10,014	211.504	16,126	12,135	204.982	14,151	10,160	219.326	13,988	9,997	205.424
490	17,232	13,158	233.916	14,302	10,228	212.117	16,477	12,403	205.705	14,460	10,386	219.963	14,285	10,210	206.033
500	17,678	13,521	234.814	14,600	10,443	212.719	16,828	12,671	206.413	14,770	10,614	220.589	14,581	10,423	206.630
510	18,126	13,885	235.700	14,898	10,658	213.310	17,181	12,940	207.112	15,082	10,842	221.206	14,876	10,635	207.216
520	18,576	14,253	236.575	15,197	10,874	213.890	17,534	13,211	207.799	15,395	11,071	221.812	15,172	10,848	207.792
530	19,029	14,622	237.439	15,497	11,090	214.460	17,889	13,482	208.475	15,708	11,301	222.409	15,469	11,062	208.358
540	19,485	14,996	238.292	15,797	11,307	215.020	18,245	13,755	209.139	16,022	11,533	222.997	15,766	11,277	208.914
550	19,945	15,372	239.135	16,097	11,524	215.572	18,601	14,028	209.795	16,338	11,765	223.576	16,064	11,492	209.461
560	20,407	15,751	239.962	16,399	11,743	216.115	18,959	14,303	210.440	16,654	11,998	224.146	16,363	11,707	209.999
570	20,870	16,131	240.789	16,701	11,961	216.649	19,318	14,579	211.075	16,971	12,232	224.708	16,662	11,923	210.528
580	21,337	16,515	241.602	17,003	12,181	217.175	19,678	14,856	211.702	17,290	12,467	225.262	16,962	12,139	211.049
590	21,807	16,902	242.405	17,307	12,401	217.693	20,039	15,134	212.320	17,609	12,703	225.808	17,262	12,356	211.562

T	Carbon Dioxide, CO ₂ ($\bar{h}_f^\circ = -393,520$ kJ/kmol)			Carbon Monoxide, CO ($\bar{h}_f^\circ = -110,530$ kJ/kmol)			Water Vapor, H ₂ O ($\bar{h}_f^\circ = -241,820$ kJ/kmol)			Oxygen, O ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)			Nitrogen, N ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)		
	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
600	22,280	17,291	243.199	17,611	12,622	218.204	20,402	15,413	212.920	17,929	12,940	226.346	17,563	12,574	212.066
610	22,754	17,683	243.983	17,915	12,843	218.708	20,765	15,693	213.529	18,250	13,178	226.877	17,864	12,792	212.564
620	23,231	18,076	244.758	18,221	13,066	219.205	21,130	15,975	214.122	18,572	13,417	227.400	18,166	13,011	213.055
630	23,709	18,471	245.524	18,527	13,289	219.695	21,495	16,257	214.707	18,895	13,657	227.918	18,468	13,230	213.541
640	24,190	18,869	246.282	18,833	13,512	220.179	21,862	16,541	215.285	19,219	13,898	228.429	18,772	13,450	214.018
650	24,674	19,270	247.032	19,141	13,736	220.656	22,230	16,826	215.856	19,544	14,140	228.932	19,075	13,671	214.489
660	25,160	19,672	247.773	19,449	13,962	221.127	22,600	17,112	216.419	19,870	14,383	229.430	19,380	13,892	214.954
670	25,648	20,078	248.507	19,758	14,187	221.592	22,970	17,399	216.976	20,197	14,626	229.920	19,685	14,114	215.413
680	26,138	20,484	249.233	20,068	14,414	222.052	23,342	17,688	217.527	20,524	14,871	230.405	19,991	14,337	215.866
690	26,631	20,894	249.952	20,378	14,641	222.505	23,714	17,978	218.071	20,854	15,116	230.885	20,297	14,560	216.314
700	27,125	21,305	250.663	20,690	14,870	222.953	24,088	18,268	218.610	21,184	15,364	231.358	20,604	14,784	216.756
710	27,622	21,719	251.368	21,002	15,099	223.396	24,464	18,561	219.142	21,514	15,611	231.827	20,912	15,008	217.192
720	28,121	22,134	252.065	21,315	15,328	223.833	24,840	18,854	219.668	21,845	15,859	232.291	21,220	15,234	217.624
730	28,622	22,552	252.755	21,628	15,558	224.265	25,218	19,148	220.189	22,177	16,107	232.748	21,529	15,460	218.059
740	29,124	22,972	253.439	21,943	15,789	224.692	25,597	19,444	220.707	22,510	16,357	233.201	21,839	15,686	218.472
750	29,629	23,393	254.117	22,258	16,022	225.115	25,977	19,741	221.215	22,844	16,607	233.649	22,149	15,913	218.889
760	30,135	23,817	254.787	22,573	16,255	225.533	26,358	20,039	221.720	23,178	16,859	234.091	22,460	16,141	219.301
770	30,644	24,242	255.452	22,890	16,488	225.947	26,741	20,339	222.221	23,513	17,111	234.528	22,772	16,370	219.709
780	31,154	24,669	256.110	23,208	16,723	226.357	27,125	20,639	222.717	23,850	17,364	234.960	23,085	16,599	220.113
790	31,665	25,097	256.762	23,526	16,957	226.762	27,510	20,941	223.207	24,186	17,618	235.387	23,398	16,830	220.512
800	32,179	25,527	257.408	23,844	17,193	227.162	27,896	21,245	223.693	24,523	17,872	235.810	23,714	17,061	220.907
810	32,694	25,959	258.048	24,164	17,429	227.559	28,284	21,549	224.174	24,861	18,126	236.230	24,027	17,292	221.298
820	33,212	26,394	258.682	24,483	17,665	227.952	28,672	21,855	224.651	25,199	18,382	236.644	24,342	17,524	221.684
830	33,730	26,829	259.311	24,803	17,902	228.339	29,062	22,162	225.123	25,537	18,637	237.055	24,658	17,757	222.067
840	34,251	27,267	259.934	25,124	18,140	228.724	29,454	22,470	225.592	25,877	18,893	237.462	24,974	17,990	222.447
850	34,773	27,706	260.551	25,446	18,379	229.106	29,846	22,779	226.057	26,218	19,150	237.864	25,292	18,224	222.822
860	35,296	28,125	261.164	25,768	18,617	229.482	30,240	23,090	226.517	26,559	19,408	238.264	25,610	18,459	223.194
870	35,821	28,588	261.770	26,091	18,858	229.856	30,635	23,402	226.973	26,899	19,666	238.660	25,928	18,695	223.562
880	36,347	29,031	262.371	26,415	19,099	230.227	31,032	23,715	227.426	27,242	19,925	239.051	26,248	18,931	223.927
890	36,876	29,476	262.968	26,740	19,341	230.593	31,429	24,029	227.875	27,584	20,185	239.439	26,568	19,168	224.288
900	37,405	29,922	263.559	27,066	19,583	230.957	31,828	24,345	228.321	27,928	20,445	239.823	26,890	19,407	224.647
910	37,935	30,369	264.146	27,392	19,826	231.317	32,228	24,662	228.763	28,272	20,706	240.203	27,210	19,644	225.002
920	38,467	30,818	264.728	27,719	20,070	231.674	32,629	24,980	229.202	28,616	20,967	240.580	27,532	19,883	225.353
930	39,000	31,268	265.304	28,046	20,314	232.028	33,032	25,300	229.637	28,960	21,228	240.953	27,854	20,122	225.701
940	39,535	31,719	265.877	28,375	20,559	232.379	33,436	25,621	230.070	29,306	21,491	241.323	28,178	20,362	226.047
950	40,070	32,171	266.444	28,703	20,805	232.727	33,841	25,943	230.499	29,652	21,754	241.689	28,501	20,603	226.389
960	40,607	32,625	267.007	29,033	21,051	233.072	34,247	26,265	230.924	29,999	22,017	242.052	28,826	20,844	226.728
970	41,145	33,081	267.566	29,362	21,298	233.413	34,653	26,588	231.347	30,345	22,280	242.411	29,151	21,086	227.064
980	41,685	33,537	268.119	29,693	21,545	233.752	35,061	26,913	231.767	30,692	22,544	242.768	29,476	21,328	227.398
990	42,226	33,995	268.670	30,024	21,793	234.088	35,472	27,240	232.184	31,041	22,809	243.120	29,803	21,571	227.728

T	Carbon Dioxide, CO ₂ ($\bar{h}_f^\circ = -393,520$ kJ/kmol)			Carbon Monoxide, CO ($\bar{h}_f^\circ = -110,530$ kJ/kmol)			Water Vapor, H ₂ O ($\bar{h}_f^\circ = -241,820$ kJ/kmol)			Oxygen, O ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)			Nitrogen, N ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)		
	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
1000	42,769	34,455	269.215	30,355	22,041	234.421	35,882	27,568	232.597	31,389	23,075	243.471	30,129	21,815	228.057
1020	43,859	35,378	270.293	31,020	22,540	235.079	36,709	28,228	233.415	32,088	23,607	244.164	30,784	22,304	228.706
1040	44,953	36,306	271.354	31,688	23,041	235.728	37,542	28,895	234.223	32,789	24,142	244.844	31,442	22,795	229.344
1060	46,051	37,238	272.400	32,357	23,544	236.364	38,380	29,567	235.020	33,490	24,677	245.513	32,101	23,288	229.973
1080	47,153	38,174	273.430	33,029	24,049	236.992	39,223	30,243	235.806	34,194	25,214	246.171	32,762	23,782	230.591
1100	48,258	39,112	274.445	33,702	24,557	237.609	40,071	30,925	236.584	34,899	25,753	246.818	33,426	24,280	231.199
1120	49,369	40,057	275.444	34,377	25,065	238.217	40,923	31,611	237.352	35,606	26,294	247.454	34,092	24,780	231.799
1140	50,484	41,006	276.430	35,054	25,575	238.817	41,780	32,301	238.110	36,314	26,836	248.081	34,760	25,282	232.391
1160	51,602	41,957	277.403	35,733	26,088	239.407	42,642	32,997	238.859	37,023	27,379	248.698	35,430	25,786	232.973
1180	52,724	42,913	278.362	36,406	26,602	239.989	43,509	33,698	239.600	37,734	27,923	249.307	36,104	26,291	233.549
1200	53,848	43,871	279.307	37,095	27,118	240.663	44,380	34,403	240.333	38,447	28,469	249.906	36,777	26,799	234.115
1220	54,977	44,834	280.238	37,780	27,637	241.128	45,256	35,112	241.057	39,162	29,018	250.497	37,452	27,308	234.673
1240	56,108	45,799	281.158	38,466	28,156	241.686	46,137	35,827	241.773	39,877	29,568	251.079	38,129	27,819	235.223
1260	57,244	46,768	282.066	39,154	28,678	242.236	47,022	36,546	242.482	40,594	30,118	251.653	38,807	28,331	235.766
1280	58,381	47,739	282.962	39,884	29,201	242.780	47,912	37,270	243.183	41,312	30,670	252.219	39,488	28,845	236.302
1300	59,522	48,713	283.847	40,534	29,725	243.316	48,807	38,000	243.877	42,033	31,224	252.776	40,170	29,361	236.831
1320	60,666	49,691	284.722	41,266	30,251	243.844	49,707	38,732	244.564	42,753	31,778	253.325	40,853	29,878	237.353
1340	61,813	50,672	285.586	41,919	30,778	244.366	50,612	39,470	245.243	43,475	32,334	253.868	41,539	30,398	237.867
1360	62,963	51,656	286.439	42,613	31,306	244.880	51,521	40,213	245.915	44,198	32,891	254.404	42,227	30,919	238.376
1380	64,116	52,643	287.283	43,309	31,836	245.388	52,434	40,960	246.582	44,923	33,449	254.932	42,915	31,441	238.878
1400	65,271	53,631	288.106	44,007	32,367	245.889	53,351	41,711	247.241	45,648	34,008	255.454	43,605	31,964	239.375
1420	66,427	54,621	288.934	44,707	32,900	246.385	54,273	42,466	247.895	46,374	34,567	255.968	44,295	32,489	239.865
1440	67,586	55,614	289.743	45,408	33,434	246.876	55,198	43,226	248.543	47,102	35,129	256.475	44,988	33,014	240.350
1460	68,748	56,609	290.542	46,110	33,971	247.360	56,128	43,989	249.185	47,831	35,692	256.978	45,682	33,543	240.827
1480	69,911	57,606	291.333	46,813	34,508	247.839	57,062	44,756	249.820	48,561	36,256	257.474	46,377	34,071	241.301
1500	71,078	58,606	292.114	47,517	35,046	248.312	57,999	45,528	250.450	49,292	36,821	257.965	47,073	34,601	241.768
1520	72,246	59,609	292.888	48,222	35,584	248.778	58,942	46,304	251.074	50,024	37,387	258.450	47,771	35,133	242.228
1540	73,417	60,613	292.654	48,928	36,124	249.240	59,888	47,084	251.693	50,756	37,952	258.928	48,470	35,665	242.685
1560	74,590	61,620	294.411	49,635	36,665	249.695	60,838	47,868	252.305	51,490	38,520	259.402	49,168	36,197	243.137
1580	76,767	62,630	295.161	50,344	37,207	250.147	61,792	48,655	252.912	52,224	39,088	259.870	49,869	36,732	243.585
1600	76,944	63,741	295.901	51,053	37,750	250.592	62,748	49,445	253.513	52,961	39,658	260.333	50,571	37,268	244.028
1620	78,123	64,653	296.632	51,763	38,293	251.033	63,709	52,240	254.111	53,696	40,227	260.791	51,275	37,806	244.464
1640	79,303	65,668	297.356	52,472	38,837	251.470	64,675	51,039	254.703	54,434	40,799	261.242	51,980	38,344	244.896
1660	80,486	66,592	298.072	53,184	39,382	251.901	65,643	51,841	255.290	55,172	41,370	261.690	52,686	38,884	245.324
1680	81,670	67,702	298.781	53,895	39,927	252.329	66,614	52,646	255.873	55,912	41,944	262.132	53,393	39,424	245.747
1700	82,856	68,721	299.482	54,609	40,474	252.751	67,589	53,455	256.450	56,652	42,517	262.571	54,099	39,965	246.166
1720	84,043	69,742	300.177	55,323	41,023	253.169	68,567	54,267	257.022	57,394	43,093	263.005	54,807	40,507	246.580
1740	85,231	70,764	300.863	56,039	41,572	253.582	69,550	55,083	257.589	58,136	43,669	263.435	55,516	41,049	246.990

T	Carbon Dioxide, CO ₂ ($\bar{h}_f^\circ = -393,520$ kJ/kmol)			Carbon Monoxide, CO ($\bar{h}_f^\circ = -110,530$ kJ/kmol)			Water Vapor, H ₂ O ($\bar{h}_f^\circ = -241,820$ kJ/kmol)			Oxygen, O ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)			Nitrogen, N ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)		
	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
1760	86,420	71,787	301.543	56,756	42,123	253.991	70,535	55,902	258.151	58,800	44,247	263.861	56,227	41,594	247.396
1780	87,612	72,812	302.271	57,473	42,673	254.398	71,523	56,723	258.708	59,624	44,825	264.283	56,938	42,139	247.798
1800	88,806	73,840	302.884	58,191	43,225	254.797	72,513	57,547	259.262	60,371	45,405	264.701	57,651	42,685	248.195
1820	90,000	74,868	303.544	58,910	43,778	255.194	73,507	58,375	259.811	61,118	45,986	265.113	58,363	43,231	248.589
1840	91,196	75,897	304.198	59,629	44,331	255.587	74,506	59,207	260.357	61,866	46,568	265.521	59,075	43,777	248.979
1860	92,394	76,929	304.845	60,351	44,886	255.976	75,506	60,042	260.898	62,616	47,151	265.925	59,790	44,324	249.365
1880	93,593	77,962	305.487	61,072	45,441	256.361	76,511	60,880	261.436	63,365	47,734	266.326	60,504	44,873	249.748
1900	94,793	78,996	306.122	61,794	45,997	256.743	77,517	61,720	261.969	64,116	48,319	266.722	61,220	45,423	250.128
1920	95,995	80,031	306.751	62,516	46,552	257.122	78,527	62,564	262.497	64,868	48,904	267.115	61,936	45,973	250.502
1940	97,197	81,067	307.374	63,238	47,108	257.497	79,540	63,411	263.022	65,620	49,490	267.505	62,654	46,524	250.874
1960	98,401	82,105	307.992	63,961	47,665	257.868	80,555	64,259	263.542	66,374	50,078	267.891	63,381	47,075	251.242
1980	99,606	83,144	308.604	64,684	48,221	258.236	81,573	65,111	264.059	67,127	50,665	268.275	64,090	47,627	251.607
2000	100,804	84,185	309.210	65,408	48,780	258.600	82,593	65,965	264.571	67,881	51,253	268.655	64,810	48,181	251.969
2050	103,835	86,791	310.701	67,224	50,179	259.494	85,156	68,111	265.838	69,772	52,727	269.588	66,612	49,567	252.858
2100	106,864	89,404	312.160	69,044	51,584	260.370	87,735	70,275	267.081	71,668	54,208	270.504	68,417	50,957	253.726
2150	109,898	92,023	313.589	70,864	52,988	261.226	90,330	72,454	268.301	73,573	55,697	271.399	70,226	52,351	254.578
2200	112,939	94,648	314.988	72,688	54,396	262.065	92,940	74,649	269.500	75,484	57,192	272.278	72,040	53,749	255.412
2250	115,984	97,277	316.356	74,516	55,809	262.887	95,562	76,855	270.679	77,397	58,690	273.136	73,856	55,149	256.227
2300	119,035	99,912	317.695	76,345	57,222	263.692	98,199	79,076	271.839	79,316	60,193	273.981	75,676	56,553	257.027
2350	122,091	102,552	319.011	78,178	58,640	264.480	100,846	81,308	272.978	81,243	61,704	274.809	77,496	57,958	257.810
2400	125,152	105,197	320.302	80,015	60,060	265.253	103,508	83,553	274.098	83,174	63,219	275.625	79,320	59,366	258.580
2450	128,219	107,849	321.566	81,852	61,482	266.012	106,183	85,811	275.201	85,112	64,742	276.424	81,149	60,779	259.332
2500	131,290	110,504	322.808	83,692	62,906	266.755	108,868	88,082	276.286	87,057	66,271	277.207	82,981	62,195	260.073
2550	134,368	113,166	324.026	85,537	64,335	267.485	111,565	90,364	277.354	89,004	67,802	277.979	84,814	63,613	260.799
2600	137,449	115,832	325.222	87,383	65,766	268.202	114,273	92,656	278.407	90,956	69,339	278.738	86,650	65,033	261.512
2650	140,533	118,500	326.396	89,230	67,197	268.905	116,991	94,958	279.441	92,916	70,883	279.485	88,488	66,455	262.213
2700	143,620	121,172	327.549	91,077	68,628	269.596	119,717	97,269	280.462	94,881	72,433	280.219	90,328	67,880	262.902
2750	146,713	123,849	328.684	92,930	70,066	270.285	122,453	99,588	281.464	96,852	73,987	280.942	92,171	69,306	263.577
2800	149,808	126,528	329.800	94,784	71,504	270.943	125,198	101,917	282.453	98,826	75,546	281.654	94,014	70,734	264.241
2850	152,908	129,212	330.896	96,639	72,945	271.602	127,952	104,256	283.429	100,808	77,112	282.357	95,859	72,163	264.895
2900	156,009	131,898	331.975	98,495	74,383	272.249	130,717	106,605	284.390	102,793	78,682	283.048	97,705	73,593	265.538
2950	159,117	134,589	333.037	100,352	75,825	272.884	133,486	108,959	285.338	104,785	80,258	283.728	99,556	75,028	266.170
3000	162,226	137,283	334.084	102,210	77,267	273.508	136,264	111,321	286.273	106,780	81,837	284.399	101,407	76,464	266.793
3050	165,341	139,982	335.114	104,073	78,715	274.123	139,051	113,692	287.194	108,778	83,419	285.060	103,260	77,902	267.404
3100	168,456	142,681	336.126	105,939	80,164	274.730	141,846	116,072	288.102	110,784	85,009	285.713	105,115	79,341	268.007
3150	171,576	145,385	337.124	107,802	81,612	275.326	144,648	118,458	288.999	112,795	86,601	286.355	106,972	80,782	268.601
3200	174,695	148,089	338.109	109,667	83,061	275.914	147,457	120,851	289.884	114,809	88,203	286.989	108,830	82,224	269.186
3250	177,822	150,801	339.069	111,534	84,513	276.494	150,272	123,250	290.756	116,827	89,804	287.614	110,690	83,668	269.763

BIBLIOGRAPHIE

- [1] **J. B. Heywood**, “*Internal Combustion Engine Fundamentals*”, Mc Graw-Hill, Inc, 1988.
- [2] **J. Schmidt**, “*Thermodynamique générale – TEC 362*”, Editions OPU, 1993.
- [3] **B. E. Milton**, “*Thermodynamics, combustion and engines, 3rd Ed*”, School of Mechanical and Manufacturing Engineering, Springer, 1995.
- [4] **G. Ferrari**, “*Motori A Combustione Interna 2nd Ed*”, Edizioni il capitulo, Torino, 2000.
- [5] **B. Vieux**, “*Moteurs Diesel technologie générale*”, Editions FOUCHER, Paris, 2003.
- [6] **K. K. Kuo**, “*Principles of Combustion 2nd Ed*” John Wiley & Sons, Inc, Interscience, 2005.
- [7] **M. J. Moran, H. N. Shapiro**, “*Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 5th Ed*”, John Wiley & Sons, Inc, 2006.
- [8] **J. Warnatz · U. Maas · R.W. Dibble**, “*Combustion Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation, 4th Ed*”, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [9] **L. Mollenhauer, H. Tschoeke** “*Handbook of Diesel Engines*”, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.