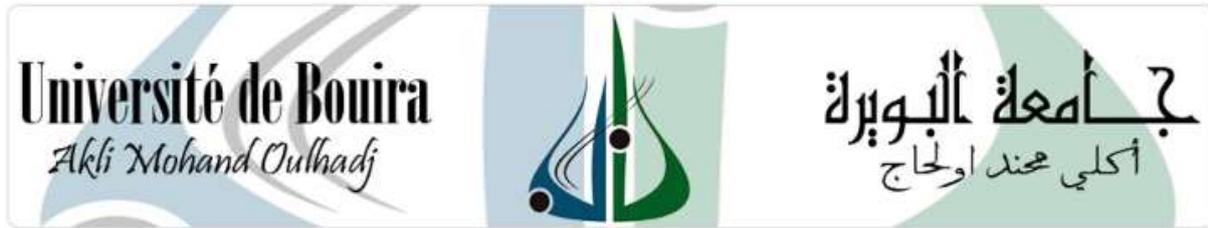


REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique



Université Akli Mohand Oulhadj Bouira

Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique

Polycopié de cours+TD

Filière: Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

Niveau : Master

MOTEUR À COMBUSTION INTERNE APPROFONDI

Cours et Exercices

par

Dr.MAHFOUD Brahim

2022

Avant-propos

CONTEXTE

Les dispositifs ou systèmes utilisés pour produire une puissance nette sont souvent appelés moteurs, et les cycles thermodynamiques sur lesquels ils fonctionnent sont appelés cycles de puissance. Les cycles thermodynamiques peuvent être catégorisés d'une autre manière encore : cycles fermés et ouverts. Dans les cycles fermés, le fluide de travail est ramené à l'état initial à la fin du cycle et est remis en circulation. Dans les cycles ouverts, le fluide de travail est renouvelé à la fin de chaque cycle au lieu d'être remis en circulation. Dans les moteurs automobiles, les gaz de combustion sont évacués et remplacés par un mélange air-carburant frais à la fin de chaque cycle. Le moteur fonctionne selon un cycle mécanique, mais le fluide de travail n'effectue pas un cycle thermodynamique complet.

Les moteurs thermiques sont classés en moteurs à combustion interne et moteurs à combustion externe, selon la manière dont la chaleur est fournie au fluide de travail. Dans les moteurs à combustion externe (tels que les centrales à vapeur), la chaleur est fournie au fluide de travail à partir d'une source externe telle qu'un four, un puits géothermique, un réacteur nucléaire ou même le soleil. Dans les moteurs à combustion interne (tels que les moteurs automobiles), la chaleur est fournie par la combustion du carburant à l'intérieur des limites du système. Malgré sa simplicité, le moteur alternatif (essentiellement un dispositif à piston-cylindre) est l'une des rares inventions qui s'est avérée très polyvalente et dont les applications sont très nombreuses. Il est le moteur de la grande majorité des automobiles, des camions, des avions légers, des navires et des générateurs d'électricité, ainsi que de nombreux autres appareils. Dans ce polycopié, différents cycles de production de travail sont analysés en fonction de certaines hypothèses simplificatrices.

OBJECTIFS

Ce polycopié est destiné à être utilisé comme manuel par les étudiants de premier cycle en ingénierie, en deuxième ou première année Master, et comme ouvrage de référence pour les ingénieurs en exercice. Les objectifs de ce texte sont les suivants

- Couvrir les principes de base de la thermodynamique.
- Présenter une multitude d'exemples réels d'ingénierie pour donner aux étudiants une idée de la façon dont la thermodynamique du cycle moteur est utilisée.

Nous espérons que ce polycopie, grâce à ses explications des concepts et à l'utilisation de nombreux exemples et figures pratiques, permettra aux étudiants d'acquérir une compréhension intuitive de ce module.

Ce polycopié est divisé en cinq chapitres suivi des exercices et la solution d'exercices. Le contenu du premier chapitre concerne les nouvelles techniques et amélioration du rendement des moteurs. Dans ce chapitre on présente les solutions techniques apportées aux moteurs qui permettent de réduire la cylindrée en conservant une puissance suffisante aux besoins du véhicule. On y rappelle une brève histoire sur les moteurs à combustion interne. En fin on détaille sur les cycles thermodynamique.

Le deuxième chapitre présente les Techniques d'injection d'essence. On y rappelle les facteurs qui pilotent le développement des systèmes d'injection : puissance, consommation et pollution. La quantité de combustible, et donc la puissance fournie par le moteur.

La suralimentation des MCI par turbocompresseur et le principe du turbo qui favorisent ainsi la puissance en constituent le troisième chapitre. Des exercices sont proposés à la fin de ce chapitre.

Le quatrième chapitre présente la modélisation de la combustion dans les moteurs thermiques. Différents types de modèles mathématiques permettent de simuler le fonctionnement des moteurs à combustion interne, qu'ils soient à allumage commandé ou à allumage par compression sont présentés. Plusieurs exercices d'applications sont proposés à la fin de ce chapitre.

On complète ce polycopié par le cinquième chapitre, qui est concerné à l'émission de polluant. À la fin une annexe contient des tableaux très utiles dans les applications.

Sommaire

Avant-propos	ii
Liste des Figures.....	i
Liste des Tableaux	ii
Symboles et notations.....	iii
Chapitre I. Nouvelles techniques et amélioration du rendement des moteurs.....	5
I .1 Le sous dimensionnement des moteurs et réduction des consommations	5
I.1.1 Définition	5
I.1.2 Le principe « downsizing »	5
I.1.3 L'injection directe	6
I.1.4 L'injection indirecte	6
I.1.5 Différence entre injection monopoint et injection multipoint	7
I .2. Distribution Variable	8
I.2.1 Notions sur les cames.....	9
I.2.3 Principe de distribution variable.....	9
I.2.4 Avantages de la distribution variable	11
I.2.5 Inconvénients	12
I.3 Le taux de compression variable.....	12
1.3.1 Avantage d'un taux de compression élevé.....	12
I-4 Cycle Miller-Atkinson	14
I.4.1 Le Cycle de Miller.....	14
I.4.2 Cycle d'Atkinson	16
I.5. Mode Stratifié / Mélange Pauvre	17
I.6 Le moteur HCCI :	19
I.6.1 Définition	19
I.6. 2 Historique.....	20
I.6.3 Méthodes.....	20
I.6.4 Avantages	21
I.6.5 Désavantages.....	21
I.6.6 Ratio de compression	22
I.7. Combustion PCCI ou PPCI.....	22
I.7.1 Pression de pointe et taux de dégagement de chaleur.....	23
I.7.2 Puissance.....	23
I.8 Applications	25

Chapitre II : Techniques d'injection d'essence	45
II.1 Introduction:	45
II.1 Frontière de l'étude :	45
II .2 Fonction globale	46
II .3 Principe de fonctionnement :	46
II.4 Constitution	47
II.5 Relations entre entrée et sortie	47
II.6 Graphe Fonctionnel	48
II.7 Le circuit d'alimentation	49
II.8 Jetronic :	49
II.9 Injection indirect	52
II.10 Injection direct	58
Chapitre III. Suralimentation des MCI par turbocompresseur	70
III.1 Fonctionnement d'un Turbo	70
III.2 Objectif du turbo	72
III.3 Lubrification du turbo	73
III.4 Intercooler / échangeur	73
III.5 Différences entre moteur atmosphérique et moteur suralimenté par Turbo	74
IV. EXERCICES	76
Chapitre IV : Modélisation de la combustion dans les moteurs thermiques	89
IV.1 Introduction :	89
IV.2 Energie interne de réaction, enthalpie de réaction	89
IV.3.1 Généralisation du 1^{er} principe aux systèmes réactifs	91
IV.3.2 Variation de l'entropie dans un milieu réactif	91
IV.4. Modèle thermodynamique à une zone	92
IV.4.1 Travail mécanique	94
IV.4.2 Taux apparent net de dégagement de la chaleur :	95
IV.5 Modèle de cylindre à deux zones	95
IV.5.1 Bilans massiques et énergétiques	97
IV.5.2 Transfert de chaleur	98
IV.6 Modèles multizones :	98
Chapitre V : Formation de polluants	116
V.1. Notions fondamentales	116
V.2 Description des polluants atmosphériques	117

V .3 Les émissions des moteurs.....	117
V.3.1 Monoxyde de Carbone Le monoxyde de carbone (CO)	120
V.4 .2 Hydrocarbures imbrûlés.....	121
V.4.3 Causes des émissions de HC.....	121
V.4.4 Formation des aromatiques.....	123
V.4.5 Formation des suies	123
V.4.6 Formation des NOx.....	124
Références	129
ANNEXE	131

Liste des Figures

Fig.I.1 :L'injection (a) directe essence-diesel, (b) indirecte diesel, (c) indirecte essence	7
Fig.I.2 : Injection MONOPOINT (un seul injecteur envoie le carburant dans la tubulure)	8
Fig.I.3 : Injection MULTIPPOINT (un injecteur par cylindre. Il s'agit ici d'une injection directe)	8
Fig I.4 : l'influence de la forme de came sur la durée d'ouverture de soupape	9
Fig. I.5 La différence avec un moteur classique	13
Fig. I.6 Cycle de Miller	15
Fig. I.7 Moteur rotatif à cycle d'Atkinson	17
Fig. I.8 Injecter une dose de carburant au moment de la compression du cycle	18
Fig.II.1 : Frontière d'étude	45
Fig.II.2 : Fonction globale	46
Fig.II.3 : Constitution de système d'injection	47
Fig.II.4 : Synoptique du système	48
Fig.II.5 : Graphe fonctionnel	48
Fig.II.6 : Le circuit d'alimentation	49
Fig.II.6 : Circuit d'injection direct	52
Fig.II.8 : injecteurs multipoints et monopoint	53
Fig.II.9 : Le circuit d'alimentation en essence	53
Fig.II.10 : Circuit d'injection indirect	54
Fig.II.11 : Cuve à niveau constant	55
Fig.II.12 : Circuit d'injection à pression constante	55
Fig.II.13 : Commande d'injection	56
Fig.II.14 : Cuve à niveau constant(partie basse)	57
Fig.II.15 :Collecteur d'admission d'air	57
Fig.II.16 : Schéma du circuit d'alimentation	59
Fig.II.17 : Circuit d'alimentation d'essence plus élaboré	60
Fig.II.18 : Une pompe à injection très hauts pression	61
Fig.II.19 : Valorisation de l'essence	62
Fig.II.20 : Plusieurs injections par cycle moteur	63
Fig.III.1 : coupe d'un Turbo[1]	68
Fig.III.2 : Rôle de turbocompresseur	68
Fig. III. 3 : Positionnement d'Un turbocompresseur	69
Fig.III .4 : Schéma de principe Turbocompresseur	70

Fig.III .5 : l'intercooler qui permet de refroidir l'air compressé par le turbo	71
Fig.III .6 : turbo connecté au collecteur avec en bas à gauche wastegate	72
Fig.III .7 : Un moteur suralimenté permettant d'envoyer encore plus d'air dans le moteur	73
Fig. IV.1 : Modèles de combustion	86
Fig. IV.2 : Calorimètre à gaz	88
Fig. IV.3 Modélisation thermodynamique d'un moteur à combustion interne	90
Fig. IV.4 : Modèle de cylindre à zone unique	91
Fig.IV.5 : Modèle à deux zones	94
Fig. IV.6 : Modèles multizone	96
Fig. V.1 : Structuration verticale des couches atmosphériques	114
Fig.V. 2 :Variation de la concentration de HC, CO et NO dans l'échappement d'un moteur SI	116
Fig.V. 3. la formation de NOx	123

Liste des Tableaux

Tableau A-1 : conversion d'unité	129
Tableau A.2 : Propriétés de divers gaz idéaux (à 300 K)	130
Tableau A. 3 : Propriétés du gaz idéal de l'air (1)	130
Tableau A. 4 : Propriétés du gaz idéal de l'air (2)	130
Tableau A. 5 Enthalpie de formation, Gibbs fonction de formation, et entropie absolu	132
Tableau A. 6 Propriétés de quelque hydrocarbures	133

Symboles et notations

Seuls sont répertoriés ici les symboles ayant un caractère général sur l'ensemble de polycopié

H	Enthalpie
Cp	chaleurs spécifiques à pression constant
Cv	capacité calorifique à volume constant (j/kg.k)
PME	pression moyenne effective
PMH	point mort haut (mm).
PMB	point mort bas (mm).
C	la course (mm).
Cm	couple moteur.
Cse	consommation spécifique effective.
d	diamètre (mm).
n	nombre de cylindre.
ni	masse molaire de l'espèce i
N	régime du moteur (tr/min).
Lv	chaleur latente de vaporisation
m	masse (kg).
mi	masse de l'espèce i
pcs	pouvoir calorifique supérieur
P	pression (pa).
Q	quantité de chaleur
R	constante des gaz parfait
Re	nombre de Reynolds
S	entropie
T	Température
v	volume mort (m ³).
Vu	cylindrée unitaire.
U	énergie interne de formation
X	coordonnée spatiale dans la direction i
Yi	fraction massique d'une espèce i
W	.travail (kj).
ΔU	énergie interne (kj).

Lettre grecques

λ	Coefficient d'excès d'air
μ	viscosité dynamique
ε	rapport volumétrique de compression le
vi	coefficients stœchiométrique
γ.	coefficient du gaz parfait
v	viscosité cinématique
Φ	riches de la réaction
ψ	pouvoir comburivore
ρ	Masse volumique (kg. m ⁻³).
ω	vitesse angulaire (tr/s).
μ	Viscosité dynamique (kg. /m.s)

Indices

a, b, c	rapport des pressions dans la combustion
---------	--

Chapitre I .Nouvelles techniques et amélioration du rendement des moteurs

Chapitre I. Nouvelles techniques et amélioration du rendement des moteurs

I.1 Le sous dimensionnement des moteurs et réduction des consommations

I.1.1 Définition

La consommation d'un véhicule dépend de différents paramètres : ceux inhérents au véhicule comme la masse, la résistance au roulement... et ceux inhérents à l'usage qui en est fait comme les accélérations, la vitesse, les dénivelés du parcours.

-**La masse des véhicules** est un élément déterminant dans la consommation de carburant. Plus elle est élevée, plus le véhicule aura besoin d'énergie pour se mettre en mouvement. Exemple la Golf 1 affichait 700 kg sur la balance alors que la Golf 5 dépasse la tonne (L'embonpoint pris par les véhicules s'explique par un besoin de sécurité passive accru)

-**Le coefficient de traînée (Cx)** ; ou la résistance à l'avancement rend compte de la force de résistance d'une surface Il dépend de la géométrie du véhicule et permet de déterminer la force de traînée (Fx) en fonction des caractéristiques du véhicule et de sa vitesse de déplacement.

$$F_x = 1/2 \cdot \rho \cdot S \cdot C_x \cdot v^2 \quad (I.1)$$

-**La résistance au roulement (Rr)** : La consommation en carburant dépend également de celle-ci, qui rend compte des caractéristiques des pneumatiques, de leur état et de leur pression et également des chaussées empruntées par le véhicule

Exemple : Ces caractéristiques et l'ensemble des efforts nous donne une expression de la force de résistance à l'avancement pour le véhicule Toyota PRIUS selon la vitesse de déplacement :

$$F(N) = 188 + 0,32 \cdot v + 0,456 \cdot v^2 \quad (I.2)$$

I.1.2 Le principe « downsizing »

Le « downsizing » désigne un ensemble de procédés visant à réduire la cylindrée d'un moteur, sans en dégrader la puissance spécifique, dans le but de réduire la consommation de carburant. Les solutions techniques apportées aux moteurs permettent de réduire la cylindrée en conservant une puissance suffisante aux besoins du véhicule.

I.1.3 L'injection directe

Méthode la plus répandue aujourd'hui, l'injection directe permet de réduire la consommation de carburant afin de répondre aux nouvelles normes environnementales. Ce système limite les émissions polluantes et améliorer les performances, autrement dit augmente le couple lors des passages en bas régime. Contrairement à l'injection indirecte, le système d'injection directe ne diffère pas beaucoup entre un moteur essence et un diesel. La principale différence est que sur les moteurs diesels, le bruit de la combustion est plus important. C'est en partie pour cela qu'a été mis en place le système d'injection directe à rampe commune (Common rail).

Le principe de ce système est relativement simple : le carburant est directement injecté dans le cylindre (ou chambre de combustion) en temps voulu. Ce type d'injection permet de garder l'admission plus propre. En effet, la quantité de carburant injectée est plus contrôlée du fait qu'il s'agisse d'un système électronique.

I.1.4 L'injection indirecte

Le système d'injection indirecte ne fonctionne pas de la même manière qu'il s'agisse d'un moteur essence ou d'un moteur diesel. C'est la position des injecteurs qui détermine le type d'injection.

a. L'injection indirecte essence

En ce qui concerne l'injection indirecte essence, les injecteurs sont placés avant la soupape d'admission, soit dans la tubulure d'admission. Cela permet ainsi l'admission du mélange air/carburant dans le moteur lors de l'ouverture de la soupape d'admission. Les injecteurs évacuent l'air directement dans la chambre de combustion, au-dessus du piston. Cela permet ainsi au mélange de se faire dans la chambre de combustion.

b. L'injection indirecte diesel

Contrairement à l'injection indirecte essence, les injecteurs sont placés après la soupape d'admission. Ils débouchent dans une préchambre directement reliée à la chambre de combustion. La compression de l'air au-dessus du piston se fait puis le gazole est vaporisé dans cette chambre. Ainsi, cela produit une précombustion au contact de l'air chauffant à 400 °C. Enfin, la combustion complète se fait dans la chambre de combustion. Les bougies de préchauffage ne sont alors plus utiles dans le cas d'une injection indirecte. En effet, un

moteur à injection indirecte démarrera plus facilement si il n'y en a pas. L'injection indirecte n'est plus utilisée sur les véhicules neufs pour des raisons environnementales.

Remarque : Aujourd'hui, les véhicules neufs, qu'ils soient essence ou diesel, ne sont plus équipés de ce type d'injection, condamné par les dernières normes EURO VI.

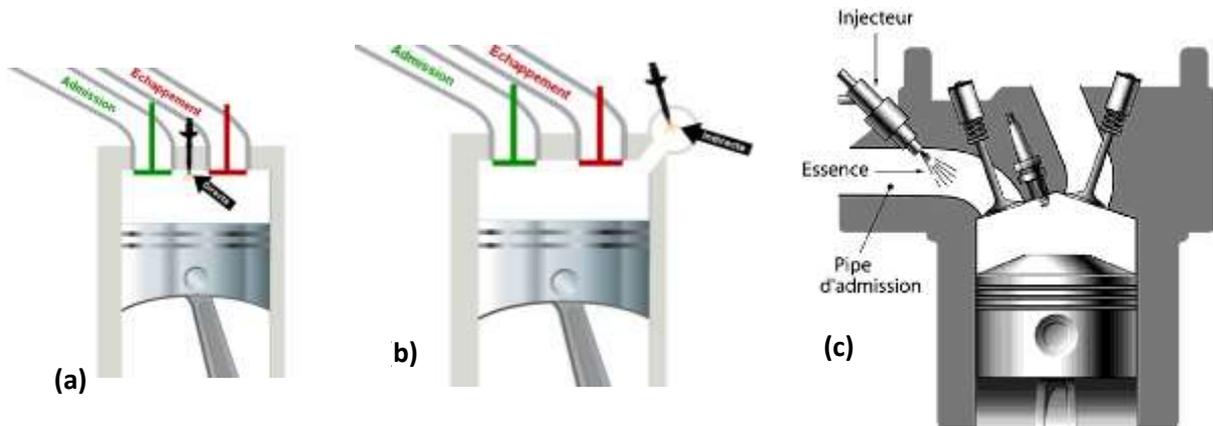


Fig.I.1 :L'injection (a) directe essence-diesel, (b) L'injection indirecte diesel, (c) L'injection indirecte essence

I.1.5 Différence entre injection monopoint et injection multipoint

Si l'ensemble des voitures modernes ont adopté l'injection multipoint, nombreuses sont les voitures anciennes (avant le début des années 90) qui bénéficient d'une injection monopoint. Enfin, on a découvert qu'il serait encore plus économique d'injecter le carburant au plus près de la chambre de combustion tout en pouvant contrôler, cylindre par cylindre, la dose envoyée : c'est alors qu'est apparue l'injection **multipoint**. Par la suite, cette injection multipoint a encore évolué vers un système que l'on nomme "rampe commune" ou même injecteur pompe pour ce qui est de Volkswagen ;

Le **monopoint** a permis d'économiser du carburant en contrôlant de manière très précise les quantités de carburant envoyées dans la tubulure d'admission. Le multipoint n'est qu'une évolution du monopoint puisqu'on applique le même procédé en intégrant un injecteur à chaque cylindre (plus coûteux à produire donc ...). En faisant cela, le dosage est encore plus précis, ce qui permet d'éviter tout gaspillage de carburant. Enfin, la rampe commune (placée entre la pompe et les injecteurs, elle sert d'accumulateur de pression) a encore permis d'optimiser le rendement.



Fig.1.2 : Injection MONOPOINT (un seul injecteur envoie le carburant dans la tubulure) [3].

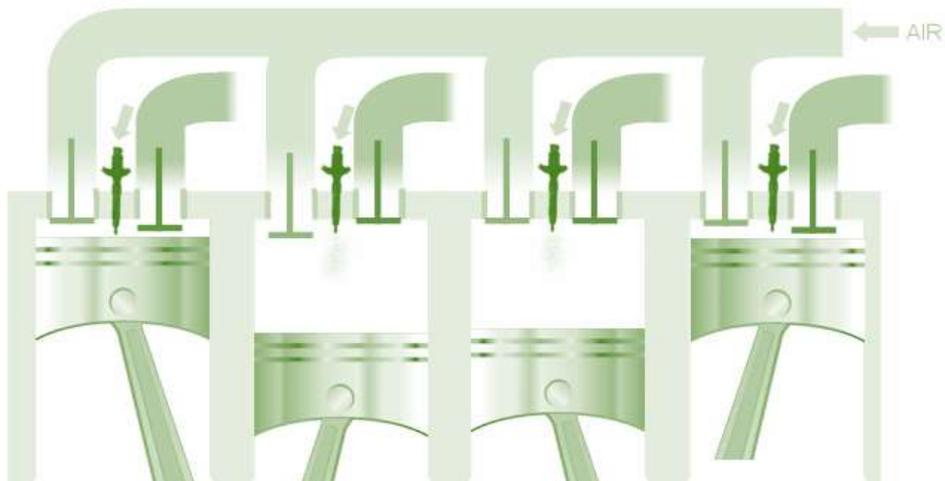


Fig.1.3 : Injection MULTIPPOINT (un injecteur par cylindre. Il s'agit ici d'une injection directe)[3]

I .2. Distribution Variable

Comme vous le savez certainement, la distribution permet de synchroniser le mouvement du vilebrequin avec celui des soupapes d'admission et d'échappement. Cela se produit donc par une courroie ou une chaîne qui relie le vilebrequin à l'arbre à cames. Cet arbre tourne alors au même rythme que le vilebrequin, les cames situées dessus viennent alors ouvrir temporairement les soupapes en les poussant (elles reviennent en position grâce à des ressorts). Le degré et le temps d'ouverture sont donc relatifs à la forme des cames. Plus elles sont arrondies plus le temps d'ouverture sera long, plus elles sont longues plus l'ouverture sera grande.

I.2.1 Notions sur les cames

Selon la forme des cames, l'ouverture des soupapes sera différente. Voici les grandes notions qui serviront à mieux comprendre la suite. Pour les plus débutants, sachez que les cames tournent sur elles-mêmes comme une aiguille de montre (elles viennent toucher à chaque tour la soupape pour la faire descendre).

Plus la came sera "**pointue**", moins la durée d'ouverture sera longue. En effet, la came de droite viendra forcément ouvrir la soupape sur une durée plus longue puisque son extrémité va être en contact plus longtemps (elle appuiera sur la soupape pendant une durée plus longue donc, elle sera donc ouverte plus de temps). Si le bout est de la même taille mais que la came est plus grande, et bien la soupape sera poussée plus loin vers le bas (sans toutefois que la durée d'ouverture ne change). Ici on décale juste la position de la came par rapport à l'arbre (d'où le petit repère placé sur l'axe de l'arbre pour que vous le voyiez)

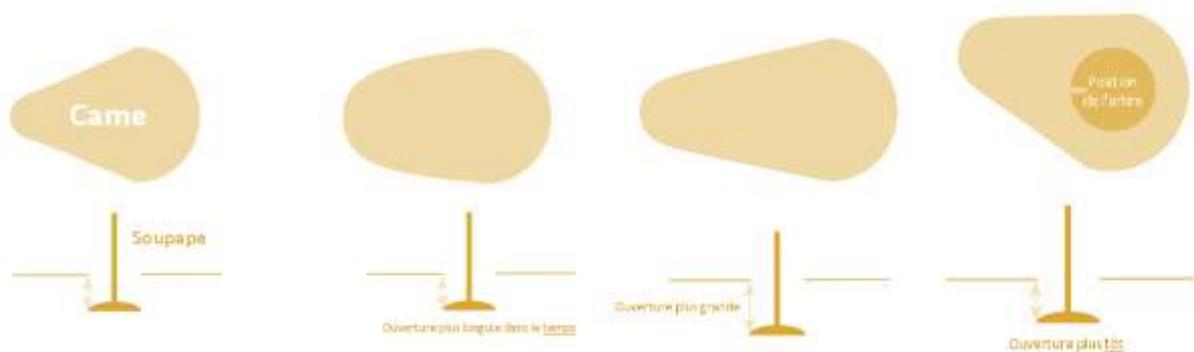


Fig I.4 : l'influence de la forme de came sur la durée d'ouverture de soupape

I.2.3 Principe de distribution variable

Consiste à pouvoir moduler les paramètres des soupapes d'admission et d'échappement (souvent que d'admission), à savoir :

- Moment d'ouverture des soupapes (plus ou moins en avance)
- Durée d'ouverture (plus ou moins longtemps)
- Degré d'ouverture (plus ou moins ouvert)

L'ouverture variable des soupapes est alors généralement produite par un circuit hydraulique qui vient faire bouger un élément intermédiaire situé entre les soupapes et les cames (culbuteur à plusieurs positions). On peut citer le ValveTronic (BMW) ou encore le système

VTEC (Honda). Il existe aussi des systèmes qui rendent la poulie de l'AAC modulable au niveau de son axe afin de changer les moments d'ouverture, exemple VVT de Toyota.

Sur le système Valvetronic de BMW, on fait bouger la position des culbuteurs spécifiques grâce à un système de vis sans fin qui bouge un arbre (cet arbre modifie donc la position des culbuteurs sur toute la ligne). Le culbuteur est une pièce qui se situe entre l'arbres à cames et les soupapes (sorte de levier), si je pousse l'un d'entre eux ça pousse aussi la soupape correspondante. Grâce à des culbuteurs ayant une forme spécifique, le fait de modifier leur positionnement permet alors de pousser les soupapes d'une manière différente. Ici on a deux culbuteurs en cascade, la came vient pousser un premier culbuteur, qui lui-même pousse le deuxième et qui lui-même pousse la soupape. Un système permet de faire varier la position initiale du premier culbuteur, ce qui aura comme effet de modifier toute la chaîne, entraînant alors une modification du temps d'ouverture des soupapes. Mais les manières de faire varier l'ouverture des soupapes peuvent être différentes,

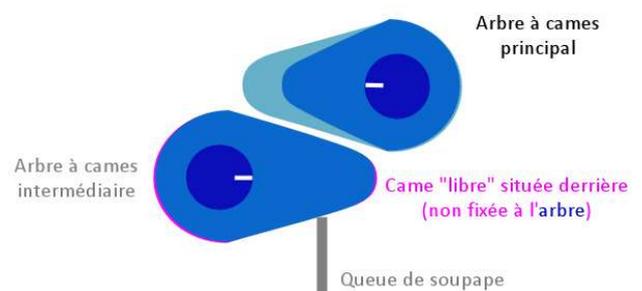
De plus, certains systèmes ne vont jouer que sur le degré d'ouverture quand d'autres vont se focaliser sur le temps d'ouverture ou encore le moment. On peut préciser par exemple que le VTEC va jouer sur la "grandeur" et le temps d'ouverture de la soupape, le VVT va lui décaler le moment d'ouverture / fermeture.

a) Système ValveTronic

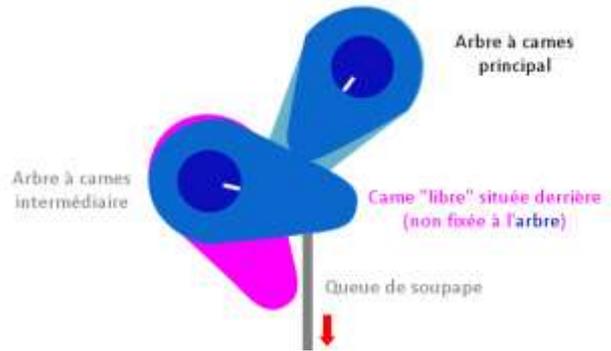
C'est le système le plus pointu et efficace sur la marché car il permet plus de possibilités au niveau de la gestion variable des soupapes.

b) Système VTEC

Fonctionnement VTEC : Vue de profil : les cames du "premier plan sont sur le même plan" et les deux du fond aussi (bleu clair et rose). Notez que l'arbre du haut tourne sur lui-même au même rythme que le vilebrequin (c'est un arbre à cames classique). Le deuxième du dessous ne tourne pas sur lui-même, il ne peut qu'être incliné vers le bas et revenir à sa position initiale (voir le vidéo du dessus).



Fonctionnement normal : ici tout se produit comme avec un arbre à cames normal, on peut donc oublier les deux cames du fond (bleu clair et rose). La came du haut (AAC moteur) vient pousser la came de l'arbre intermédiaire du bas qui elle-même pousse la queue de soupape. La longue came du haut vient pousser assez bas la came rose du deuxième arbre. Mais comme elle n'est pas fixée à son arbre cela n'influe sur rien ...



Avec distribution variable active

Ici les choses changent un peu, les deux cames de l'arbre du dessous (l'arbre intermédiaire) sont désormais fixées entre elles par un loquet. De ce fait, la came rose est en prise avec son arbre, résultat la longue came de l'arbre du haut (bleu clair) pousse la came rose qui entraîne donc en



même temps la bleue située à ses côtés. Cela fait donc varier plus l'inclinaison du deuxième arbre de manière plus importante car la deuxième came du haut est plus longue.

1.2.4 Avantages de la distribution variable

Le fait de contrôler le degré et le temps d'ouverture selon le régime moteur permet beaucoup d'avantages. En effet, le contrôle de la modularité du temps et du degré d'ouverture a des bienfaits sur la consommation.

Pour la consommation, on réduit l'effet de pompage des moteurs essence en permettant alors de fonctionner avec le papillon des gaz ouvert le plus possible. Car un moteur essence ne fonctionne pas en excès d'air comme sur un diesel, il faut limiter l'arrivée d'air pour ne pas que le mélange soit trop pauvre. En permettant de réduire l'ouverture des soupapes d'admission on peut alors ouvrir plus grand le papillon (on limite donc la prise d'air par la soupape et non par le papillon).

De plus, les ingénieurs se sont aperçus que le rendement moteur était un peu meilleur à haut régime quand les soupapes d'admission et d'échappement étaient ouvertes ensemble

pendant un tout petit laps de temps. Cependant cette manière de fonctionner n'est pas possible sur les petits régimes, notamment le ralenti car l'aspiration n'est plus assez "brutale" pour exploiter ce phénomène. La distribution variable par les cames permet donc d'avoir des soupapes qui s'ouvrent et se ferment à la suite dans les bas régimes mais qui en même temps peuvent avoir une ouverture commune (une toute petite partie du temps) à haut régime.

1.2.5 Inconvénients

Le système apporte de la complexité au moteur et donc potentiellement plus de pannes. De plus, tout le dispositif alourdit un peu le travail du vilebrequin qui est alors pénalisé par une petite résistance supplémentaire (très légère baisse du rendement), sauf sur le VVT de Toyota qui reste un module électrique qui fait varier la position de l'axe de l'arbre à cames.

1.3 Le taux de compression variable

Est l'une des stratégies clés pour obtenir une telle amélioration, car elle permet de tirer pleinement profit des cycles thermodynamiques à haut rendement tels que les cycles à détente augmentée de type Miller ou Atkinson, sans réduire l'agrément de conduite.

Tout d'abord il est important de connaître ce qu'est un taux de compression pour un moteur. C'est tout simplement le ratio entre le volume d'air quand il n'est pas comprimé (quand le piston est en bas : point mort bas) et quand il est comprimé (quand le piston est en position haute : point mort haut). Ce taux n'est pas variable car la position du piston en bas ou en haut reste toujours la même, les allers-retours se font donc bêtement du point A (PMB) au point B (PMH).

1.3.1 Avantage d'un taux de compression élevé

En plus on augmente le taux de compression plus on augmente le rendement d'un moteur, il devient donc alors moins énergivore. Le but du constructeur est donc de l'amener le plus haut possible. Toutefois, il est logique que plus il y a de pression plus il y a de contraintes sur les éléments mécaniques, il faut donc veiller à ne pas y aller trop fort. De plus, compresser un gaz augmente sa température, c'est d'ailleurs le grâce à ce principe physique que les moteurs diesel fonctionnent. A un certain stade, si on comprime trop l'essence dans un gaz (l'air donc) la température va être si élevée que l'essence va brûler d'elle-même avant même que la bougie n'y mette le feu ... La combustion va alors se produire trop tôt, ce qui va endommager les cylindres (mais aussi soupapes) et provoquer un cliquetis.

Le phénomène de cliquetis va alors s'accroître quand il y aura beaucoup de carburant, c'est à dire quand vous monterez en charge (plus vous appuyez sur la pédale plus l'injection envoie du carburant). L'idéal serait alors d'avoir un taux de compression important quand la charge est faible et un taux qui se "calme" un peu quand on appuie franchement

Taux de compression variable : mais comment

Sachant que le taux de compression dépend de la hauteur à laquelle peut aller le piston (PMH) il suffit alors de pouvoir faire varier la longueur des bielles (ce sont les "barres" qui tiennent les pistons et qui les relient au vilebrequin). Le système inventé par Infinité fait donc varier cette hauteur grâce à un système électromagnétique, les bielles sont donc désormais extensibles ! Les deux ratios possibles vont alors de 8:1 à 14:1, le mélange gaz/carburant peut alors être comprimé jusqu'à un facteur de 8 ou encore de 14, ce qui fait une jolie différence ! Voici l'embellage mobile en question, les connaisseurs remarqueront rapidement que ça ne ressemble pas à ce que l'on a l'habitude de voir

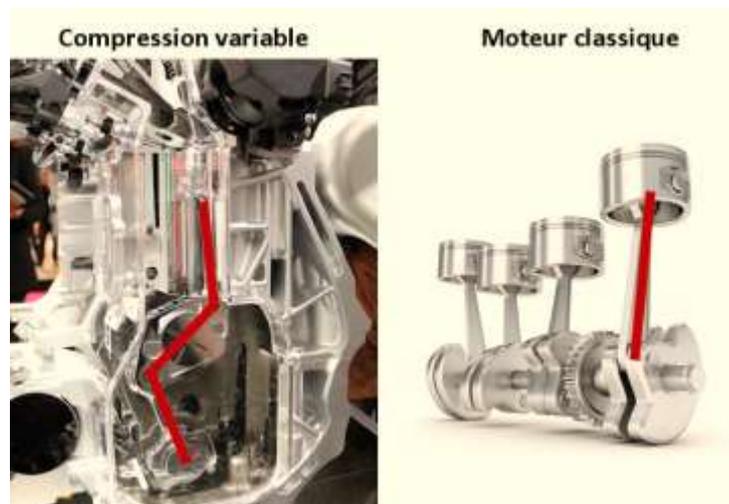
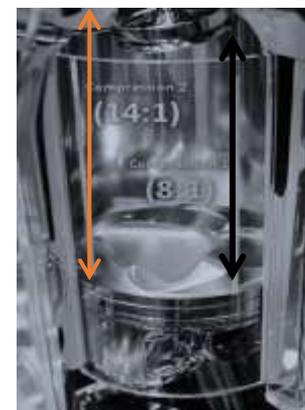


Fig. 1.5 La différence avec un moteur classique dont les bielles sont de simples barres reliées au vilebrequin[11]

Voici les deux repères indiqués par Infinité pour indiquer les deux PMH possibles ; En faible charge le taux sera maximal soit 14:1 alors qu'en charge élevée on descendra à 8:1 afin d'éviter l'auto-combustion avant que la bougie ne fasse le travail. Il faut donc s'attendre à voir les économies se réaliser quand on a le pied léger, en conduite sportive rien ne change finalement puisque la



compression redevient "normale". Reste maintenant à savoir si ce type de bielles mobiles sera fiable sur le long terme, car ajouter des éléments mobiles est toujours risqué.

I-4 Cycle Miller-Atkinson

I.4.1 Le Cycle de Miller

Il est utilisé dans un moteur à explosion. Son objet est de permettre une compression préalable élevée. Il a été breveté par Ralph Miller, un ingénieur américain, dans les années 40. Un moteur classique utilise un cycle de Beau de Rochas (ou cycle Otto) à quatre temps, où la course de compression est identique à la course de détente. Dans le cycle de Miller, la soupape d'admission est laissée ouverte lors de la remontée du piston, ce qui fait qu'une partie du mélange déjà aspiré est refoulé dans l'admission. Il y a par conséquent moins d'air admis et la puissance du moteur en est réduite. La détente ayant lieu sur toute la course permet une récupération d'énergie plus complète pour une quantité de carburant donnée. La faible compression est compensée par l'usage d'un compresseur, de prédilection volumétrique (de type roots, par exemple) afin d'avoir une bonne compression à bas régime.

La caractéristique principale du cycle de Miller est que la course de compression démarre uniquement après que le piston ait éjecté une partie de la charge. Ceci se produit à peu près de 20 à 30% de la course.

Le cycle de Miller présente un avantage si l'énergie dépensée pour la compression est inférieure à celle dépensée par un piston pour faire le même travail. Sur toute la gamme de compression d'un moteur, le compresseur est utilisé pour générer une pression assez basse, et la haute pression complémentaire est assurée par le piston. Le cycle de Miller utilise le compresseur volumétrique dans leur zone de meilleure efficacité. Les moteurs de production à cycle de Miller ont généralement une distribution variable pour permettre de revenir à un cycle conventionnel là où le cycle de Miller n'est plus efficace. Dans un moteur à allumage par étincelle, le cycle de Miller offre un avantage complémentaire. L'air d'admission est comprimé préalablement et ensuite refroidi. Cette basse température d'admission combinée avec une compression par le piston plus faible, donne une température finale plus basse que si la compression avait été faite seulement par le piston. L'allumage peut être anticipé comparé à ce qui se ferait généralement, sans risque de détonation et permet de perfectionner le rendement.

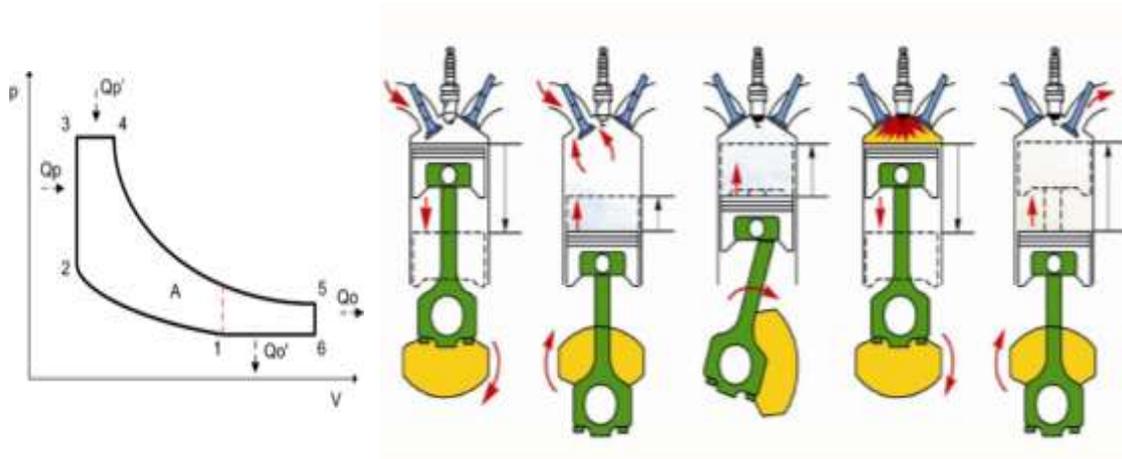


Fig. I.6 Cycle de Miller

Un autre avantage d'une température de charge basse est une émission de NOx réduite sur les moteurs diesel, ce qui est important sur les bateaux et les groupes électrogènes fixes.

Le rendement est perfectionné en augmentant le taux de compression. Dans un moteur à allumage commandé respectant les traditions, le taux de compression est limité par la température d'auto-allumage de l'air comprimé. Du fait de la course de compression réduite, une pression plus élevée dans le cylindre (par compression préalable + compression par le piston) est envisageable, et le cycle de Miller offre un meilleur rendement.

L'avantage lié à l'utilisation d'un compresseur volumétrique se paye par la puissance demandée par le compresseur, d'environ 15 à 20% de la puissance globale produite par le moteur. Une méthode identique de fermeture différée de la soupape d'admission est utilisée dans des moteurs modernes fonctionnant suivant le cycle d'Atkinson, sans la compression préalable. Ces moteurs sont généralement utilisés dans les voitures hybrides, afin de perfectionner le rendement. La perte de puissance est compensée par l'aide d'un moteur électrique.

Application Ce type de moteur a en premier lieu été utilisé sur des bateaux et des groupes électrogènes fixe, mais a été adaptée par Mazda pour sa KJ-ZEM V6, utilisé dans la berline Millenia, et dans la berline Eunos 800 (Australie). Plus il y a peu de temps, Subaru a utilisé un cycle de Miller avec une voiture hybride, la Subaru B5-TPH ; il en va de même pour la Toyota Prius.

I.4.2 Cycle d'Atkinson

Le Cycle d'Atkinson est un cycle thermodynamique utilisé dans un moteur à explosion. Il a été découvert par James Atkinson en 1882. Ce cycle qui utilise une détente plus grande que la compression perfectionne le rendement au prix d'une puissance plus faible. Il est utilisé dans les voitures hybrides modernes.

Fonctionnement : Le moteur à cycle d'Atkinson original permettait l'admission, la compression, l'explosion et l'échappement en un seul tour de vilebrequin. Il était conçu pour contourner les brevets d'Otto. Du fait de la conception spécifique du vilebrequin, le taux de détente est supérieur au taux de compression, ce qui perfectionne le rendement du moteur comparé à un cycle de Beau de Rochas conventionnel. Quoique la conception du moteur Atkinson ne soit désormais plus qu'une curiosité, le cycle thermodynamique avec détente prolongée retrouve aujourd'hui une certaine popularité du fait de son meilleur rendement.

Cycle thermodynamique parfait

Le cycle Atkinson idéal se compose de :

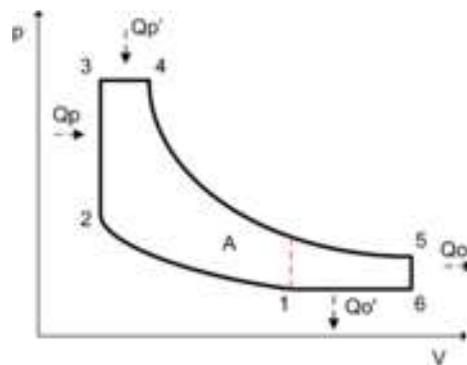
Compression adiabatique. Apport de chaleur à volume constant. Détente adiabatique. Restitution de la chaleur à pression constante.

Moteur à quatre temps à cycle Atkinson

Le cycle Atkinson peut aussi faire référence à un

moteur à quatre temps dans lequel la soupape d'admission est tenue ouverte au-delà du point mort bas pour permettre l'éjection d'une partie du mélange auparavant admis. Le taux de compression est réduit (du fait qu'une partie de l'air est éjectée au lieu d'être comprimée) mais le taux de détente est inchangé. Ce qui veut dire que le taux de détente est plus élevé que le taux de compression. L'objectif du cycle Atkinson est d'abaisser tout autant que envisageable la pression de fin de détente, pour récupérer un maximum d'énergie mécanique.

L'inconvénient principal d'un moteur à quatre temps à cycle Atkinson est sa puissance réduite comparé à un cycle de Beau de Rochas classique car il admet moins d'air et par conséquent moins de combustible. Ce type de fonctionnement auquel on ajoute un compresseur à l'admission forme le cycle de Miller.



Moteur rotatif à cycle d'Atkinson

Le cycle d'Atkinson est parfois utilisé dans un moteur rotatif. Dans cette configuration on peut à la fois accroître la puissance et le rendement comparé à un cycle de Beau de Rochas. Ce type de moteur comporte un cycle moteur par tour, tout en offrant la différence de taux de compression et de détente propre au cycle d'Atkinson. Les gaz d'échappement sont évacués du moteur par de l'air comprimé de balayage. Cette modification du cycle d'Atkinson permet l'utilisation de carburants tels que le diesel ou l'hydrogène.

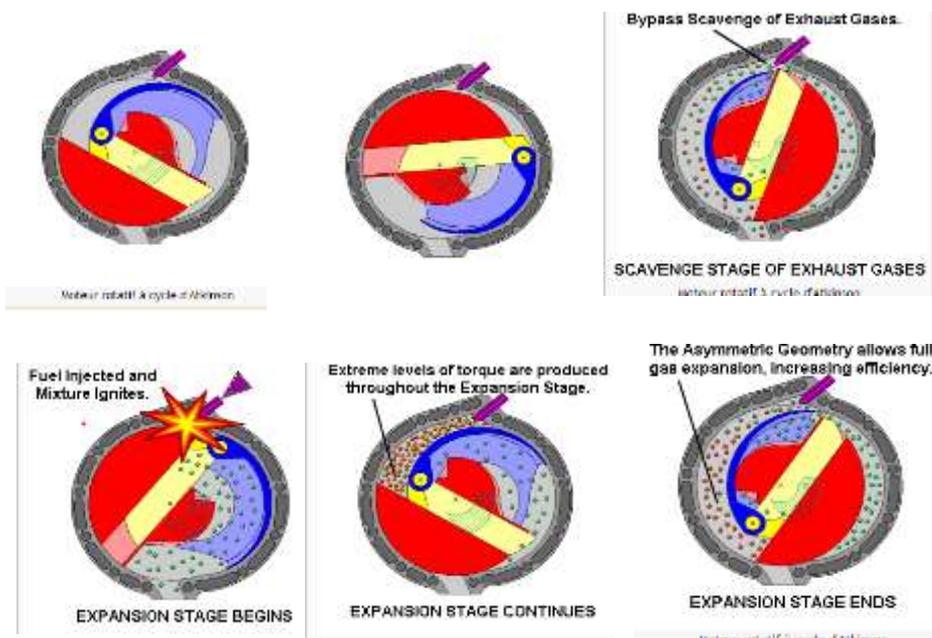


Fig. I.7 Moteur rotatif à cycle d'Atkinson

I.5. Mode Stratifié / Mélange Pauvre

Les moteurs essence modernes favorisent l'injection directe pour réduire la consommation. En effet, le fait de mettre l'injecteur directement dans la chambre permet de contrôler (par le calculateur) plus finement l'apport de carburant dans les cylindres. Cela permet aussi de faire des économies lorsque le moteur tourne à bas et moyen régime, là il y a la possibilité d'injecter le carburant d'une manière différente sans que cela ne soit perceptible par le conducteur. Et c'est là que le procédé de la charge stratifiée entre en jeu.

Notez au passage que le S des moteurs FSI du groupe Volkswagen signifie Stratifié.

Au lieu d'injecter le carburant tout le temps lors de la phase d'admission du moteur 4 temps, ce mode de fonctionnement consiste à injecter une dose de carburant au moment de la compression du cycle, c'est à dire plus tard (notez qu'un tout petit peu de carburant est tout de même injecté lors de l'admission). Résultat, le mélange n'est pas homogène dans le cylindre puisqu'il n'a pas pu se faire au moment de l'admission d'air. Le carburant est concentré dans une zone restreinte juste en dessous de l'injecteur au moment où il va être enflammé, cela permet de réduire la consommation et la température de combustion (pas besoin de remplir toute la chambre).

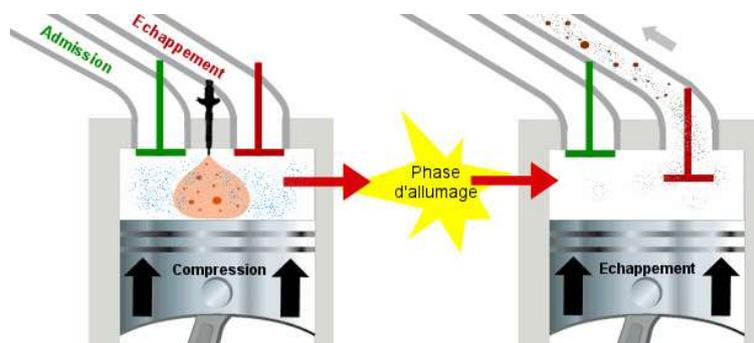


Fig. I.8 injecter une dose de carburant au moment de la compression du cycle

Notez que la réduction de la consommation est liée au fait que ce procédé limite la dose envoyée tout en permettant de faire fonctionner le moteur essence en excès d'air, ce qui limite aussi la perte par pompage (car un essence a un boîtier papillon pour doser le mélange carburant / comburant). Car dans le cas de l'injection classique, le mélange carburant/comburant ne doit pas contenir trop d'air pour que l'ensemble s'enflamme comme il le faut (rapport stœchiométrique). Pour simplifier, le fait de devoir limiter le volume d'air dans les cylindres provoque un "effet aspirateur" au niveau du moteur (perte par pompage), ce qui lui prend une partie de sa force (C'est le papillon qui module en continu le calibre de l'arrivée d'air). Phénomène qui n'existe pas sur moteur diesel. Donc en mode stratifié on roule papillon grand ouvert sans l'effet de pompage qui prend de l'énergie, et donc du carburant ! Ce mode d'injection a comme conséquence de brûler le carburant de manière imparfaite. Le mélange non homogène provoque l'apparition de Nox et particules fines. Et le diesel quand il

bénéficie d'un FAP est alors plus propre au niveau des particules émises qu'un moteur essence qui en est dénué.

I.6 Le moteur HCCI :

I.6.1 Définition :

En l'anglais Homogeneous Charge Compression Ignition, est un type de moteur à combustion interne dans lequel le mélange air-carburant est rendu le plus homogène possible (comme dans les moteurs à essence) et est comprimé assez fortement pour atteindre le point d'auto-allumage.

Allumage par compression de charge homogène (HCCI) est une forme de combustion interne dans lequel bien mélangé le carburant et oxydant (généralement de l'air) sont comprimés au point d'auto-inflammation. Comme dans d'autres formes de la combustion, ce réaction exothermique libère de l'énergie qui peut être transformée dans un moteur en travailler et la chaleur.

HCCI combine les caractéristiques des **moteur à essence** et **moteurs diesel**. Les moteurs à essence se combinent **charge homogène** (HC) avec **allumage par étincelle** (SI), abrégé en HCSI. Les moteurs diesel modernes à injection directe combinent **charge stratifiée** (SC) avec **allumage par compression** (CI), abrégé en SCCI.

Comme dans HCSI, HCCI injecte du carburant pendant la course d'admission. Cependant, plutôt que d'utiliser une décharge électrique (étincelle) pour enflammer une partie du mélange, HCCI augmente la densité et la température par compression jusqu'à ce que tout le mélange réagisse spontanément.

L'allumage par compression à charge stratifiée dépend également de l'augmentation de la température et de la densité résultant de la compression. Cependant, il injecte du carburant plus tard, pendant la course de compression. La combustion se produit à la limite du carburant et de l'air, produisant des émissions plus élevées, mais permettant un plus maigre et une combustion par compression plus élevée, produisant une plus grande efficacité.

Contrôle HCCI nécessite un contrôle par microprocesseur et une compréhension physique du processus d'allumage. Les conceptions HCCI atteignent des émissions de type moteur à essence avec une efficacité similaire à celle d'un moteur diesel.

Les moteurs HCCI atteignent des niveaux extrêmement bas de oxydes d'azote émissions (NON X) sans un convertisseur catalytique. Les hydrocarbures (carburants et huiles imbrûlés) et les émissions de monoxyde de carbone doivent encore être traités pour contrôle des émissions automobiles règlements.

Des recherches récentes ont montré que les carburants hybrides combinant différentes réactivités (comme l'essence et le diesel) peuvent aider à contrôler l'allumage HCCI et les taux de combustion. RCCI, ou allumage par compression à réactivité contrôlée, il a été démontré qu'il offrait un fonctionnement hautement efficace et à faibles émissions sur de larges plages de charge et de vitesse [20]

1.6.2 Historique

Les moteurs HCCI ont une longue histoire, même si HCCI n'a pas été aussi largement implémenté que l'allumage par étincelle ou l'injection diesel. C'est essentiellement un Cycle de combustion Otto. HCCI était populaire avant l'électronique allumage par étincelle a été utilisé. Un exemple est le moteur à bulbe chaud qui a utilisé une chambre de vaporisation chaude pour aider à mélanger le carburant avec l'air. La chaleur supplémentaire combinée à la compression a induit les conditions de combustion. Un autre exemple est le moteur d'avion modèle "diesel".

1.6.3 Méthodes

Un mélange de carburant et d'air s'enflamme lorsque la concentration et la température des réactifs sont suffisamment élevées. La concentration et / ou la température peuvent être augmentées de plusieurs manières différentes:

- Augmentation du taux de compression
- Préchauffage des gaz d'induction
- Induction forcée
- Gaz d'échappement retenus ou ré-induits

Une fois allumée, la combustion se produit très rapidement. Lorsque l'auto-allumage se produit trop tôt ou avec trop d'énergie chimique, la combustion est trop rapide et des

pressions élevées dans le cylindre peuvent détruire un moteur. Pour cette raison, le HCCI fonctionne généralement avec des mélanges de carburants globalement pauvres.

I.6.4 Avantages

Étant donné que les moteurs HCCI sont pauvres en carburant, ils peuvent fonctionner à des taux de compression de type diesel (> 15), atteignant ainsi des rendements 30% plus élevés que les moteurs à essence SI conventionnels [2]

Un mélange homogène de carburant et d'air conduit à une combustion plus propre et à une réduction des émissions. Parce que les températures de pointe sont nettement inférieures à celles des moteurs SI typiques, NOx les niveaux sont presque négligeables. De plus, la technique ne produit pas suie [3]

Les moteurs HCCI peuvent fonctionner à l'essence, au diesel et à la plupart des carburants alternatifs [20]. HCCI évite les pertes de gaz, ce qui améliore encore l'efficacité [21]

I.6.5 Désavantages

Atteindre la capacité de démarrage à froid. Les taux élevés de dégagement de chaleur et de montée en pression contribuent à l'usure du moteur. L'auto-inflammation est difficile à contrôler, contrairement à l'événement d'allumage en SI et moteurs diesel, qui sont contrôlés par des bougies d'allumage et des injecteurs de carburant dans le cylindre, respectivement [11]. Les moteurs HCCI ont une plage de couple réduite, limitée à de faibles charges par des limites d'inflammabilité maigres et des charges élevées par des restrictions de pression dans le cylindre[11]

Monoxyde de carbone (CO) et hydrocarbure Les émissions de pré-catalyseur (HC) sont plus élevées que celles d'un moteur à allumage par étincelle typique, causées par une oxydation incomplète (en raison de la combustion rapide et des basses températures dans le cylindre) et des gaz de crevasse piégés, respectivement [11]

Contrôler

Le HCCI est plus difficile à contrôler que les autres moteurs à combustion, tels que le SI et le diesel. Dans un typique moteur à essence, une étincelle est utilisée pour enflammer le carburant et l'air prémélangés. Dans Moteurs diesel, la combustion commence lorsque le carburant est injecté dans l'air précomprimé. Dans les deux cas, le moment de la combustion est explicitement contrôlé. Dans un moteur HCCI, cependant, le mélange homogène de carburant et d'air est comprimé et la combustion commence chaque fois qu'une pression et

une température suffisantes sont atteintes. Cela signifie qu'aucun initiateur de combustion bien défini n'offre un contrôle direct. Les moteurs doivent être conçus de manière à ce que les conditions d'allumage se produisent au moment souhaité. Pour obtenir un fonctionnement dynamique, le Système de contrôle doit gérer les conditions qui induisent la combustion. Les options comprennent le taux de compression, la température du gaz induit, la pression du gaz induit, le rapport carburant-air ou la quantité d'échappement retenu ou ré-induit. Plusieurs approches de contrôle sont décrites ci-dessous.

I.6.6 Ratio de compression

Deux taux de compression sont significatifs. Le taux de compression géométrique peut être changé avec un piston mobile en haut de la culasse. Ce système est utilisé dans le moteur d'avion. Le taux de compression effectif peut être réduit du rapport géométrique en fermant la soupape d'admission soit très tard soit très tôt avec actionnement variable de la vanne (calage variable des soupapes qui permet au Cycle de Miller). Les deux approches nécessitent de l'énergie pour obtenir une réponse rapide. De plus, la mise en œuvre est coûteuse, mais efficace [3] L'effet du taux de compression sur la combustion HCCI a également été largement étudié [11]

I.7. Combustion PCCI ou PPCI

La combustion par injection directe d'allumage par compression (CIDI) est un moyen bien établi de contrôler le calage de l'allumage et le taux de dégagement de chaleur et est adopté dans moteur diesel la combustion. Allumage à compression de charge partiellement prémélangé (PPCI) également connu sous le nom d'allumage par compression à charge prémélangée (PCCI) est un compromis offrant le contrôle de la combustion CIDI avec les émissions de gaz d'échappement réduites de HCCI, en particulier plus faibles suie [20]. Le taux de dégagement de chaleur est contrôlé en préparant le mélange combustible de telle manière que la combustion se produit sur une durée plus longue, ce qui le rend moins enclin à cognement. Ceci est fait en chronométrant l'événement d'injection de telle sorte qu'une gamme de rapports air / carburant se propage à travers le cylindre de combustion lorsque l'allumage commence. L'allumage se produit dans différentes régions de la chambre de combustion à des moments différents, ce qui ralentit le taux de dégagement de chaleur. Ce mélange est conçu pour minimiser le nombre de poches riches en carburant, réduisant la

formation de suie [21] L'adoption de carburants EGR et diesel avec une plus grande résistance à l'allumage (plus « essence ») permet des temps de mélange plus longs avant l'allumage et donc moins de poches riches qui produisent de la suie et NON_x [20][21]

1.7.1 Pression de pointe et taux de dégagement de chaleur

Dans un ICE typique, la combustion se produit via une flamme. Par conséquent, à tout moment, seule une fraction du carburant total brûle. Cela se traduit par de faibles pics de pression et de faibles taux de libération d'énergie. Cependant, dans HCCI, tout le mélange carburant / air s'enflamme et brûle sur un intervalle de temps beaucoup plus court, ce qui entraîne des pressions de pointe élevées et des taux de libération d'énergie élevés. Pour résister aux pressions plus élevées, le moteur doit être structurellement plus résistant. Plusieurs stratégies ont été proposées pour abaisser le taux de combustion et la pression de pointe. Le mélange de carburants, avec des propriétés d'auto-inflammation différentes, peut réduire la vitesse de combustion [20] Cependant, cela nécessite une infrastructure importante à mettre en œuvre. Une autre approche utilise la dilution (c'est-à-dire avec les gaz d'échappement) pour réduire la pression et les taux de combustion (et le débit) [21]

Dans la chambre de combustion divisée approché [11], il y a deux chambres de combustion coopérants: une petite auxiliaire et une grande principale.

Un taux de compression élevé est utilisé dans la chambre de combustion auxiliaire.

Un taux de compression modéré est utilisé dans la chambre de combustion principale dans laquelle un mélange air-carburant homogène est comprimé / chauffé à proximité, mais en dessous, du seuil d'auto-inflammation.

Le taux de compression élevé dans la chambre de combustion auxiliaire provoque l'auto-allumage du mélange air-carburant pauvre homogène (pas besoin de bougie d'allumage); le gaz brûlé éclate - à travers certains « orifices de transfert », juste avant le PMH - dans la chambre de combustion principale déclenchant son auto-allumage.

1.7.2 Puissance

Dans les ICE, la puissance peut être augmentée en introduisant plus de carburant dans la chambre de combustion. Ces moteurs peuvent résister à une augmentation de puissance car le taux de dégagement de chaleur dans ces moteurs est lent. Cependant, dans les moteurs HCCI, l'augmentation du rapport carburant / air entraîne des pressions de pointe et des taux

de dégagement de chaleur plus élevés. De plus, de nombreuses stratégies de contrôle HCCI viables nécessitent un préchauffage thermique du carburant, ce qui réduit la densité et donc la masse de la charge air / carburant dans la chambre de combustion, réduisant ainsi la puissance. Ces facteurs rendent difficile l'augmentation de la puissance des moteurs HCCI.

Une technique consiste à utiliser des carburants avec des auto-allumage Propriétés. Ceci abaisse le taux de dégagement de chaleur et les pics de pression et permet d'augmenter le rapport d'équivalence. Une autre manière consiste à stratifier thermiquement la charge de sorte que différents points de la charge comprimée aient des températures différentes et brûlent à des moments différents, abaissant le taux de dégagement de chaleur et permettant d'augmenter la puissance [11] Une troisième manière consiste à faire fonctionner le moteur en mode HCCI uniquement dans des conditions de charge partielle et à le faire fonctionner comme un moteur diesel ou SI à des conditions de charge plus élevée [11]. En 2017, aucun moteur HCCI n'a été produit à l'échelle commerciale. Cependant, plusieurs constructeurs automobiles avaient des prototypes HCCI fonctionnels.

I.8 Applications

Application 1

Couple du moteur M: 210 Nm

Vitesse du moteur: 3000 t/min -> Fréquence = $3000/60 = 50$ t/sec

$W = 2 * \pi * F = 2 * 3.14159 * 50$ t/sec = 314 radians/s

Au final: $P = M * W = 210 \text{ Nm} * 314 \text{ rad/s} = 65940 \text{ W} = 65,94 \text{ KW}$

Transformation en CV (Chevaux vapeur) $1\text{CV} = 736 \text{ W}$

En CV on arrive à $65940 \text{ W} / 736\text{W} = 89.6 \text{ CV}$

(Pour rappel 1 cheval vapeur, c'est la puissance moyenne d'un cheval qui travaille en permanence sans s'arrêter (on appelle cela en mécanique la puissance nominale)

Donc lorsqu'on parle d'une voiture libérant 150 CV il faut faire monter le régime moteur à 6000 t/min avec un couple qui reste limité voire un peu diminué à 175 Nm.

Grace à la boîte de vitesse qui est un convertisseur de couple et avec le différentiel on a une multiplication du couple par environ 5.

Par exemple en 1ère vitesse un couple moteur sur le vilebrequin de 210 Nm donnera $210\text{Nm} * 5 = 1050 \text{ Nm}$ sur la jante de la roue de rayon 30 cm cela va produire un force de propulsion de $1050 \text{ Nm} / 0.3\text{m} = 3500 \text{ N}$

En physique $F = m * a = 1\text{Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 9.81 \text{ N}$ (a = accélération terrestre de 9.81 m/s^2 1G)

Donc 1N correspond à $1\text{kg} / 9.81 \text{ m/s}^2 = 0.102 \text{ Kg}$ force

$3500 \text{ N} * 0.102 = 357 \text{ Kg}$ force qui pousseront un véhicule dans une forte pente.

Application 2

Calculer La Puissance Fiscale

kW = puissance maximale nette sur 30 minutes.

Sur les voitures thermiques c'est assez simple puisqu'il suffit de prendre la puissance maximale du moteur, à savoir la puissance indiquée du moteur. Sur les électriques c'est le constructeur qui indique la puissance que peut délivrer le moteur en continu sur 30 minutes, information qui n'est pas forcément facile à trouver (P.2 sur la carte grise / certificat d'immatriculation). Nouveau calcul de la puissance fiscale (depuis juillet 2020)

Calcul de la puissance fiscale nouvelle version = $1.34 + (1.8 * (kW/100))^2 + (3.87 * (kW/100))$

OU écrite d'une autre manière (une équation peut se formuler de plusieurs façons, comme une fraction en quelque sorte) :

Puissance administrative = $(0,00018 * kW^2) + (0,0387 * kW + 1,34)$

Calcul pour une voiture thermique

Prenons l'exemple d'une auto 108 ch, soit 80 kW (je détaille beaucoup les étapes de calcul pour les moins familiers encore une fois) :

$$= 1.34 + (1.8 * (80/100)^2) + (3.87 * (80/100)) = 1.34 + (1.8 * 0.8^2) + (3.87 * 0.8)$$

$$= 1.34 + (1.8 * 0.64) + (3.87 * 0.8) = 1.34 + 1.152 + 3.096 = 5.588$$

EXO 1

Un moteur à essence 4 avec cylindres en V à 60° ; son régime de rotation est de 4500 tr/min. Sa cylindrée totale est de 2400 cm^3 et son rapport volumétrique est $\epsilon=12$. Le débit massique de carburant est $\dot{m}_c=0.006 \text{ kg/s}$. Le Pouvoirs calorifique de l'essence est $PCI=42000 \text{ kJ/kg}$

- 1) Donner le rendement de moteur en fonction de (ϵ, γ) , puis calculer sa valeur
- 2) calculer la Puissance thermique en Kw et Ch
- 3) Calculer la puissance et couple effective du moteur : P_{eff} , C_{eff} sachant que le rendement effectif du moteur η_e est de 0.40 au point nominal
- 4) Calculer la Pression moyenne effective : PME
- 5) calculer la Consommation spécifique effective : CSE

EXO 2

Moteur à essence à quatre temps, décrit le cycle suivant

A1A2 : Compression adiabatique.

A2A3 : Inflammation à volume constant.

A3A4 : Détente adiabatique.

A4A1 : Refroidissement à volume constant.

On assimile le mélange des gaz à une mole de gaz parfait, le rapport volumétrique de compression est $\epsilon=10$.

1. Les gaz sont admis à une pression $P_1= 1 \text{ bar}$ et à une température $T_1=27^\circ\text{C}$.

-Calculez les volumes V_1, V_2, V_3 et V_4 .

- Calculer la pression P2 et la température T2.
 - 2. Sachant que la température en fin de combustion est $T_3=2700$ °K, calculer P3, P4 et T4
 - 3. Calculer la quantité de chaleur et le travail à chaque transformation.
 - 4. En appliquant le premier principe de la thermodynamique, vérifié que la variation de l'énergie interne d'un cycle est nulle.
 - 5. Dédire que le rendement théorique du cycle est en fonction de γ et ϵ
- On donne pour un gaz parfait $PV^\gamma=Cte$; $TV^{\gamma-1}=Cte$; $\gamma=1.4$; $R=8.2$ J.K-1.mol-1 ; $C_p=29$ J.K-1)

EXO 3

Un moteur diesel équipé par un turbocompresseur (suralimenté) fonctionne selon les caractéristiques suivantes :

- l'air admis dans les cylindres est à 115°C et 3 bar;
- la chaleur spécifique fournie chaque cycle est de 1250 kJ/kg ;
- le taux de compression $\epsilon = V_{\max}/V_{\min} = 17$.

Nous considérons le cas de fonctionnement optimal du moteur, c'est à-dire le suivi du cycle de Diesel, selon les caractéristiques suivantes :

- Compression et détente isentropiques ;
- à pression constante ;
- Rejet de chaleur à volume constant.

L'air gaz parfait avec

$$C_{p,\text{air}} = 1005 \text{ J/Kg.K}, \quad C_{v,\text{air}} = 718 \text{ J/Kg.K}, \quad \gamma_{\text{air}} = 1.4, \quad R_{\text{air}} = 287 \text{ J/Kg.K},$$

$$C_{p,\text{gaz}} = 1150 \text{ J/Kg.K}, \quad C_{p,\text{gaz}} = 823 \text{ J/Kg.K}, \quad \gamma_{\text{gaz}} = 1.3, \quad R_{\text{gaz}} = 327 \text{ J/Kg.K}$$

- 1) Tracez le cycle thermodynamique suivi sur un diagramme pression-volume ou température-entropie, de façon qualitative et en y indiquant tous les transferts de chaleur et de travail.
- 2) Quelle est la température de l'air à la fin de la compression ?
- 3) Quelle est la température des gaz à la fin de la combustion ?
- 4) Quelle est la pression maximale atteinte dans le moteur ?
- 5) Quelle est la température à la fin de la détente ?
- 6) Quel est le rendement du moteur ?

EXO 4

Le diamètre intérieur du cylindre porte le nom d'alésage. La distance séparant la position haute du piston (Point mort haut) et sa position basse (Point mort bas) s'appelle la course.

1- calculez la cylindrée (en cm^3) de « cyclomoteur ».

2- déterminez le volume mort V_{mort} en cm^3

3- calculez la vitesse moyenne de piston V_{mp} , si $N=800\text{tr/mn}$

4- quelle est le type du moteur (carré ; super carré ; a course longue)

Caractéristiques du moteur

Type Monocylindre 4 temps

Taux de compression 10,5/ 1

Alésage-course 39 x 41,4

Puissance 2,2 kw (3 CV) à 800 tr/min

EXO 5

Une voiture se déplace par une vitesse de 100 km/h avec un moteur à combustion interne à 4 temps et 4 cylindres. Le volume total des cylindrées unitaire égale 2litres, le rapport des vitesses entre le moteur et les roues de la voiture égale à 4.2, le diamètre des roues égales à 75cm.

Calculer dans un climat caractérisé par : vitesse du vent nulle, Pression 1bar Température $T_a = 30^\circ\text{C}$),:

-La vitesse de rotation du moteur Tr/min

-Nombre des cours par min Cours/min

-Nombre des cycles par min

-Le temps d'un cycle

-Le temps de l'évolution adiabatique (on suppose que la compression et la détente ont le même temps)

-Le volume de la cylindrée unitaire V_0 si le diamètre du piston est de 10cm

- La cours du piston
 - La vitesse moyenne du déplacement du moteur
 - Le volume V_1 et V_2 si le rapport de compression $r = \frac{V_1}{V_2} = 8$
 - Quelle est la valeur angulaire d'un temps ?
 - Quelle est la valeur angulaire d'un cycle ?
 - Combien de fois s'est ouverte chaque soupape pendant un cycle ?
 - Pendant un cycle, combien de tours doit faire l'organe mécanique qui commande chaque soupape ?
- Calculer le rapport volumétrique si le volume de la chambre de combustion représente $1/9$ du volume unitaire V_0
- Calculer la force exercée sur un piston
- Si le rayon du vilebrequin $R = 4\text{cm}$, calculer la force exercée sur la bielle et le couple moteur pour les cas suivants
- 1-Le piston au point PMH, 2 -Le piston au point PMB, 3-Le rayon du vilebrequin avec l'axe qui passe par le centre du cylindre fait un angle de 90° deg, 4-Le rayon du vilebrequin avec l'axe qui passe par le centre du cylindre fait un angle de 270° deg
- Quelle la puissance du moteur (puissance effective)

EXO 6

Un moteur moderne à allumage par compression fonctionne selon le double cycle idéal. Il s'agit de déterminer la température maximale du cycle, le travail net fourni, le rendement thermique, la pression effective moyenne, la puissance nette fournie, le rendement de deuxième loi du cycle et le taux d'exergie des gaz d'échappement. Hypothèses 1 Les hypothèses standard de l'air sont applicables. 2 Les changements d'énergie cinétique et potentielle sont négligeables. 3 L'air est un gaz idéal avec des chaleurs spécifiques constantes. Propriétés Les propriétés de l'air à 1000 K sont $c_p = 1,142 \text{ kJ/kg-K}$, $c_v = 0,855 \text{ kJ/kg-K}$, $R = 0,287 \text{ kJ/kg-K}$ et $k = 1,33$.

Analyse

a) Le volume de dégagement et le volume total du moteur au début du processus de compression (état 1) sont les suivants

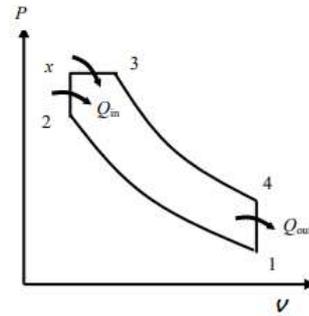
$$r = \frac{v_c + v_d}{v_c} \rightarrow 16 = \frac{v_c + 0.0018 \text{ m}^3}{v_c} \rightarrow v_c = 0.00012 \text{ m}^3 = v_2 = v_x$$

$$v_1 = v_c + v_d = 0.00012 + 0.0018 = 0.00192 \text{ m}^3 = v_4$$

Processus 1-2 : compression isentropique

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = (343 \text{ K})(16)^{1.3361} = 870.7 \text{ K}$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = (95 \text{ kPa})(16)^{1.336} = 3859 \text{ kPa}$$



Processus 2-x et x-3 : processus d'addition de chaleur à volume constant et à pression constante

$$T_x = T_2 \frac{P_x}{P_2} = (870.7 \text{ K}) \frac{7500 \text{ kPa}}{3859 \text{ kPa}} = 1692 \text{ K}$$

$$q_{2-x} = c_v(T_x - T_2) = (0.855 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(1692 - 870.7) \text{ K} = 702.6 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{2-x} = q_{x-3} = c_p(T_3 - T_x) \rightarrow 702.6 \text{ kJ/kg} = (0.855 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(T_3 - 1692) \text{ K} \rightarrow T_3 = \mathbf{2308 \text{ K}}$$

b) quantité de chaleur entrante

$$q_{in} = q_{2-x} + q_{x-3} = 702.6 + 702.6 = 1405 \text{ kJ/kg}$$

$$v_3 = v_x \frac{T_3}{T_x} = (0.00012 \text{ m}^3) \frac{2308 \text{ K}}{1692 \text{ K}} = 0.0001636 \text{ m}^3$$

Processus 3-4 : expansion isentropique.

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = (2308 \text{ K}) \left(\frac{0.0001636 \text{ m}^3}{0.00192 \text{ m}^3} \right)^{1.3361} = 1009 \text{ K}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = (7500 \text{ kPa}) \left(\frac{0.0001636 \text{ m}^3}{0.00192 \text{ m}^3} \right)^{1.336} = 279.4 \text{ kPa}$$

Processus 4-1 : rejet de chaleur à volume constante

$$q_{out} = c_v(T_4 - T_1) = (0.855 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(1009 - 343) \text{ K} = 569.3 \text{ kJ/kg}$$

Le travail net et le rendement thermique sont :

$$w_{net,out} = q_{in} - q_{out} = 1405 - 569.3 = \mathbf{835.8 \text{ kJ/kg}}$$

$$\eta_{th} = \frac{w_{net,out}}{q_{in}} = \frac{835.8 \text{ kJ/kg}}{1405 \text{ kJ/kg}} = 0.5948 = \mathbf{59.5\%}$$

(c) La pression effective moyenne est déterminée comme suit

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(95 \text{ kPa})(0.00192 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(343 \text{ K})} = 0.001853 \text{ kg}$$

$$\text{MEP} = \frac{m w_{\text{net,out}}}{V_1 - V_2} = \frac{(0.001853 \text{ kg})(835.8 \text{ kJ/kg})}{(0.00192 - 0.00012) \text{ m}^3} \left(\frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kJ}} \right) = \mathbf{860.4 \text{ kPa}}$$

(d) La puissance pour un régime moteur de 3500 tr/min est de

$$\dot{W}_{\text{net}} = m w_{\text{net}} \frac{\dot{n}}{2} = (0.001853 \text{ kg})(835.8 \text{ kJ/kg}) \frac{2200 \text{ (rev/min)}}{(2 \text{ rev/cycle})} \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = \mathbf{28.39 \text{ kW}}$$

Notez qu'il y a deux révolutions dans un cycle pour les moteurs à quatre temps.

(e) Le rendement de second ordre du cycle est défini comme le rapport entre le rendement thermique réel et le rendement thermique maximal possible (rendement de Carnot). Nous prenons la température et la pression de l'état mort pour être 25°C et 100 kPa.

$$\eta_{\text{max}} = 1 - \frac{T_0}{T_3} = 1 - \frac{(25 + 273) \text{ K}}{2308 \text{ K}} = 0.8709$$

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\eta_{\text{th}}}{\eta_{\text{max}}} = \frac{0.5948}{0.8709} = 0.683 = \mathbf{68.3\%}$$

Le taux d'exergie des gaz d'échappement est déterminé comme suit

$$v_4 = \frac{V_4}{m} = \frac{0.00192 \text{ m}^3}{0.001853 \text{ kg}} = 1.036 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_0 = \frac{RT_0}{P_0} = \frac{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(298 \text{ K})}{100 \text{ kPa}} = 0.8553 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\begin{aligned} x_4 &= u_4 - u_0 + P_0(v_4 - v_0) - T_0(s_4 - s_0) = c_v(T_4 - T_0) + P_0(v_4 - v_0) - T_0 \left[c_p \ln \frac{T_4}{T_0} - R \ln \frac{P_4}{P_0} \right] \\ &= (0.855)(1009 - 298) + (100 \text{ kPa})(1.036 - 0.8533) \text{ m}^3/\text{kg} \\ &\quad - (298 \text{ K}) \left[(1.142 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{1009}{298} - (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{279.4}{100} \right] \\ &= 303.3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\dot{X}_4 = m x_4 \frac{\dot{n}}{2} = (0.001853 \text{ kg})(303.3 \text{ kJ/kg}) \frac{2200 \text{ (rev/min)}}{(2 \text{ rev/cycle})} \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = \mathbf{10.30 \text{ kW}}$$

Rappelle sur les cycles de STIRLING ET D'ERICSSON

Les cycles idéaux d'Otto et de Diesel examinés dans les sections précédentes sont entièrement composés de processus réversibles internes et sont donc des cycles réversibles internes. Ces cycles ne sont cependant pas totalement réversibles, car ils impliquent un transfert de chaleur à travers une différence de température finie pendant les processus non isothermes d'ajout et de rejet de chaleur, qui sont irréversibles. Par conséquent, le rendement thermique d'un moteur Otto ou Diesel sera inférieur à celui d'un moteur Carnot fonctionnant entre les mêmes limites de température. Considérons un moteur thermique fonctionnant entre une source de chaleur à T_H et un puits de chaleur à T_L . Pour que le cycle du moteur thermique soit totalement réversible, la différence de température entre le fluide de travail et la source (ou le puits) de chaleur ne doit jamais dépasser une valeur différentielle dT pendant tout processus de transfert de chaleur. En d'autres termes, les processus d'ajout et de rejet de chaleur au cours du cycle doivent se dérouler de manière isotherme, l'un à une température de T_H et l'autre à une température de T_L . C'est précisément ce qui se passe dans un cycle de Carnot. Il existe deux autres cycles qui impliquent un processus d'addition de chaleur isotherme à T_H et un processus de rejet de chaleur isotherme à T_L : le cycle de Stirling et le cycle d'Ericsson. Ils diffèrent du cycle de Carnot en ce que les deux processus isentropiques sont remplacés par deux processus de régénération à volume constant dans le cycle de Stirling et par deux processus de régénération à pression constante dans le cycle d'Ericsson. Les deux cycles utilisent la régénération, un processus au cours duquel la chaleur est transférée à un dispositif de stockage de l'énergie thermique (appelé régénérateur) pendant une partie du cycle et est transférée au fluide de travail pendant une autre partie du cycle (fig. III .3). Les diagrammes T-s et P-v du cycle de Stirling, qui est composé de quatre processus totalement réversibles :

1-2 : $T =$ expansion constante (ajout de chaleur depuis la source externe)

2-3 : $v =$ régénération constante (transfert de chaleur interne du fluide de travail vers le régénérateur)

3-4 : $T =$ compression constante (rejet de chaleur vers le puits externe)

4-1 : $v =$ régénération constante (transfert de chaleur interne du régénérateur vers le fluide de travail).

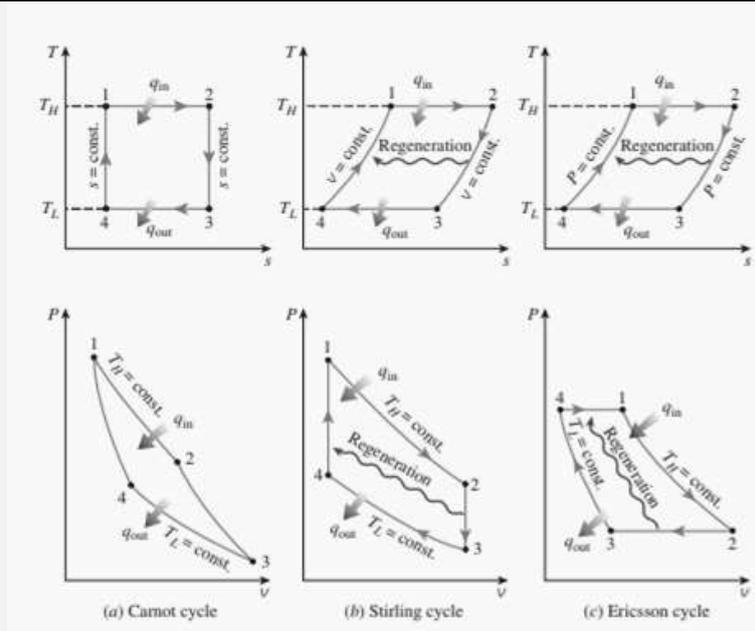


Fig III.3 Diagrammes T-s et P-v des cycles de Carnot, de Stirling et d'Ericsson

Les cycles de Stirling et d'Ericsson sont totalement réversibles, tout comme le cycle de Carnot, et donc, selon le principe de Carnot, les trois cycles doivent avoir la même efficacité thermique lorsqu'ils fonctionnent entre les mêmes limites de température.

$$\eta_{carno} = \eta_{Stirling} = \eta_{Ericsson} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

EXO 7

Rendement thermique du cycle d'Ericsson

En utilisant un gaz idéal comme fluide de travail, montrez que le rendement thermique d'un cycle d'Ericsson est identique au rendement d'un cycle de Carnot qui fonctionne entre les mêmes limites de température.

SOLUTION On veut montrer que les rendements thermiques des cycles de Carnot et d'Ericsson sont identiques.

Analyse

La chaleur est transférée au fluide de travail de manière isotherme à partir d'une source externe à la température T_H pendant le processus 1-2, et elle est rejetée à nouveau de manière isotherme vers un puits externe à la température T_L pendant le processus 3-4. Pour un processus isotherme réversible isotherme réversible, le transfert de chaleur est lié à la variation d'entropie par la formule suivante

$$q = T\Delta s$$

La variation d'entropie d'un gaz idéal au cours d'un processus isotherme est de

$$\Delta s = cp \ln \frac{T_c}{T_i} - R \ln \frac{P_c}{P_i} = -R \ln \frac{P_c}{P_i}$$

L'entrée de chaleur et la sortie de chaleur peuvent être exprimées comme suit

$$q_{in} = T_H(s_2 - s_1) = T_H \left(-R \ln \frac{P_2}{P_1} \right) = RT_H \ln \frac{P_1}{P_2}$$

$$\text{Et } q_{out} = T_L(s_4 - s_3) = -T_L \left(-R \ln \frac{P_4}{P_3} \right) = RT_L \ln \frac{P_4}{P_3}$$

Alors l'efficacité thermique du cycle d'Ericsson devient

$$\eta_{Ericsson} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{RT_L \ln \frac{P_4}{P_3}}{RT_H \ln \frac{P_1}{P_2}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Notez que ce résultat est indépendant du fait que le cycle soit exécuté dans un système fermé ou à écoulement permanent.

EXO 8

Le cycle de Brayton idéal simple

Une centrale électrique à turbine à gaz fonctionnant sur un cycle de Brayton idéal a un rapport de pression de 8. La température du gaz est de 300 K à l'entrée du compresseur et de 1300 K à l'entrée de la turbine. En utilisant les hypothèses standard de l'air, déterminez

(a) la température du gaz à la sortie du compresseur et de la turbine,

(b) le rapport de travail en retour, et

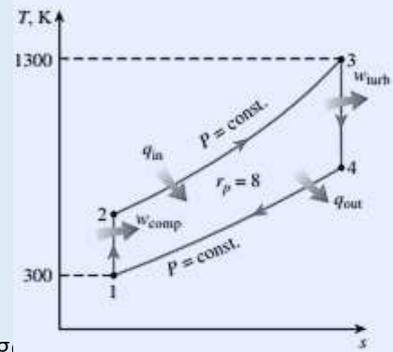
(c) l'efficacité thermique.

SOLUTION

On considère une centrale électrique fonctionnant selon le cycle de Brayton idéal. Les températures de sortie du compresseur et de la turbine, le rapport de travail en retour et le rendement thermique doivent être déterminés.

Hypothèses

- 1 Des conditions de fonctionnement stables existent.
- 2 Les hypothèses relatives aux normes de l'air sont applicables.
- 3 Les changements d'énergie cinétique et potentielle sont négligés.
- 4 La variation des chaleurs spécifiques avec la température doit être considérée.



Analyse Le diagramme T-s du cycle de Brayton idéal décrit est illustré sur la figure ci-contre. Nous remarquons que les composants impliqués dans le cycle de Brayton sont des dispositifs à écoulement constant

(a) Les températures de l'air aux sorties du compresseur et de la turbine sont déterminées à partir des relations isentropiques : Processus 1-2 (compression isentropique d'un gaz idéal)

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1.386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (8)(1.386) = 11.09 \rightarrow T_2 = 540 \text{ K} \quad h_2 = 544.35 \text{ kJ/kg}$$

Processus 3-4 (expansion isentropique d'un gaz idéal) :

$$T_3 = 1300 \text{ K} \rightarrow h_3 = 1395.97 \text{ kJ/kg} \quad P_{r3} = 330.9$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = \left(\frac{1}{8}\right)(330.9) = 41.36 \rightarrow T_4 = 770 \text{ K} \quad h_4 = 789.37 \text{ kJ/kg}$$

(b) Pour trouver le rapport de travail inverse, nous devons trouver le travail fourni par le compresseur et le travail fourni par la turbine.

$$w_{\text{comp.in}} = h_2 - h_1 = 544.35 - 300.19 = 244.16 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{turb.out}} = h_3 - h_4 = 1395.97 - 789.37 = 606.60 \text{ kJ/kg}$$

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{comp.in}}}{w_{\text{turb.out}}} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{606.60 \text{ kJ/kg}} = 0.403$$

C'est-à-dire que 40,3 % du travail fourni par la turbine est utilisé uniquement pour entraîner le compresseur.

(c) L'efficacité thermique du cycle est le rapport entre la puissance nette produite et l'apport total de chaleur :

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = 1395.97 - 544.35 = 851.62 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = w_{\text{out}} - w_{\text{in}} = 606.60 - 244.16 = 362.4 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{362.4 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = 0.426 \text{ or } 42.6\%$$

L'efficacité thermique peut également être déterminée à partir de

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} \quad q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = 789.37 - 300.19 = 489.2 \text{ kJ/kg}$$

Discussion Dans les hypothèses standard de l'air froid (valeurs de chaleur spécifique constantes à température ambiante), le rendement thermique serait, d'après l'équation 9-17,

ce qui est suffisamment proche de la valeur obtenue en tenant compte de la variation des chaleurs spécifiques avec la température

$$\eta_{\text{th,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{8^{(1.4-1)/1.4}} = 0.448 \text{ or } 44.8\%$$

EXO 9

Un cycle d'Otto idéal a un taux de compression de 10,5, aspire de l'air à 90 kPa et 408°C, et est répété 2500 fois par minute.

En utilisant des chaleurs spécifiques constantes à température ambiante, déterminez l'efficacité thermique de ce cycle et le taux d'apport de chaleur si le cycle doit produire 90 kW de puissance.

EXO 10

Un cycle d'Otto idéal a un taux de compression de 8. Au début du processus de compression, l'air est à 95 kPa et 27°C, et 750 kJ/kg de chaleur sont transférés à l'air pendant le processus d'addition de chaleur à volume constant. En tenant compte de la variation des chaleurs spécifiques avec la température, déterminez (a) la pression et la température à la fin du processus d'ajout de chaleur, (b) le travail net produit, (c) l'efficacité thermique et (d) la pression effective moyenne pour le cycle.

Réponses : (a) 3 898 kPa, 1 539 K, (b) 392,4 kJ/kg, (c) 52,3 %, (d) 495 kPa.

EXO 11

Un moteur à six cylindres, quatre temps, à allumage par étincelle, fonctionnant selon le cycle d'Otto idéal, aspire de l'air à 96.5 KPa et 40k, et est limité à une température de cycle maximale de 1315°K. Chaque cylindre a un alésage de 8,9 cm et chaque piston a une course de 9,9 cm. Le volume fermé minimum est de 9,8 % du volume fermé maximum. Quelle puissance ce moteur produira-t-il lorsqu'il fonctionnera à 2500 tr/min ? Utilisez des chaleurs spécifiques constantes à température ambiante.

EXO 12

Un moteur à allumage commandé à un taux de compression de 8, un rendement de compression isentropique de 85 % et un rendement de détente isentropique de 95 %. Au début de la compression, l'air dans le cylindre est à 89.6 Kpa et 15.5 °K. La température maximale du gaz est trouvée à 1260°K par mesure. Déterminez la chaleur fournie par unité de masse, le rendement thermique et la pression effective moyenne de ce moteur lorsqu'il est modélisé par le cycle d'Otto. Utilisez des chaleurs spécifiques constantes à température ambiante.

Réponses : 260.599 KJ /kg, 47,5 %, 337.8 kpa

EXO 13

Un cycle d'Otto idéal avec de l'air comme fluide de travail a un taux de compression de 8. Les températures minimale et maximale du cycle sont de 300 et 1333 °K. En tenant compte de la variation des chaleurs spécifiques avec la température, déterminez (a) la quantité de chaleur transférée à l'air pendant le processus d'ajout de chaleur, (b) l'efficacité thermique, et (c) l'efficacité thermique d'un cycle de Carnot fonctionnant entre les mêmes limites de température.

EXO 14

Lorsque nous doublons le taux de compression d'un cycle d'Otto idéal, qu'arrive-t-il à la température et à la pression maximales du gaz lorsque l'état de l'air au début de la compression et la quantité de chaleur ajoutée restent les mêmes ? Utiliser des chaleurs spécifiques constantes à température ambiante

Exo 15

En quoi un moteur diesel diffère-t-il d'un moteur à essence ?

En quoi le cycle idéal du diesel diffère-t-il du cycle idéal d'Otto ?

Pour un taux de compression donné, un moteur diesel ou à essence est-il plus efficace ?

Les moteurs diesel ou à essence fonctionnent-ils à des taux de compression plus élevés ?

Pourquoi ?

Un cycle Diesel standard à air à un taux de compression de 16 et un taux de coupure de 2. Au début du processus de compression, l'air est à 95 kPa et 27°C. En tenant compte de la variation des chaleurs spécifiques avec la température, déterminez (a) la température après le processus d'ajout de chaleur, (b) le rendement thermique et (c) la pression effective moyenne.

Réponses : (a) 1725 K, (b) 56,3 %, (c) 675,9 kPa

EXO 16

Un cycle Diesel idéal a un taux de compression de 17 et un taux de coupure de 1,3. Déterminez la température maximale de l'air et le taux d'addition de chaleur dans ce cycle lorsqu'il produit 140 kW de puissance et que l'état de l'air au début de la compression est de 90 kPa et 57°C. Utilisez les chaleurs spécifiques constantes à température ambiante.

EXO 17

Un cycle Diesel idéal a une température maximale de cycle de 1260°K et un rapport de coupure de 1,4. L'état de l'air au début de la compression est $P_1 = 100\text{kPa}$ et $T_1 = 10^\circ\text{K}$. Ce cycle est exécuté dans un moteur à quatre temps, huit cylindres, avec un alésage de 4 pouces et une course de piston de 10,16 cm. Le volume minimum enfermé dans le cylindre est de 4,5 % du volume maximum du cylindre. Déterminez la puissance produite par ce moteur lorsqu'il fonctionne à 1800 tr/min. Utilisez des chaleurs spécifiques constantes à température ambiante.

EXO 18

Un bicylindre à air standard a un taux de compression de 14 et un rapport de coupure de 1,2. Le rapport de pression pendant le processus d'ajout de chaleur à volume constant est de 1,5. Déterminez le rendement thermique, la quantité de chaleur ajoutée, la pression et la température maximale du gaz lorsque ce cycle fonctionne à 80 kPa et 20°C au début de la compression. Utilisez des chaleurs spécifiques constantes à température ambiante.

EXO 19

Un cycle diesel standard à l'air a un taux de compression de 18,2. L'air est à 1208F et 14,7 psia au début du processus de compression et à 3200 R à la fin du processus d'ajout de chaleur. En tenant compte de la variation des chaleurs spécifiques avec la température, déterminez (a) le taux de coupure, (b) le rejet de chaleur par unité de masse et (c) l'efficacité thermique.

EXO 20

Un moteur diesel idéal a un taux de compression de 20 et utilise l'air comme fluide de travail. L'état de l'air au début du processus de compression est de 95 kPa et de 208C. Si la température maximale du cycle ne doit pas dépasser 2200 K, déterminez (a) le rendement thermique et (b) la pression efficace moyenne. Supposez des chaleurs spécifiques constantes pour l'air à température ambiante. Réponses : (a) 63,5 pour cent, (b) 933 kPa

EXO 21

Un moteur diesel quatre cylindres à deux temps de 2,4 litres fonctionnant selon un cycle diesel idéal a un taux de compression de 22 et un rapport de coupure de 1,8. L'air est à 708C et 97 kPa au début du processus de compression. En utilisant les hypothèses de la norme d'air froid, déterminez la puissance que le moteur fournira à 3500 tr/min.

EXO 22

Un bicylindre idéal a un taux de compression de 15 et un taux de coupure de 1,4. Le rapport de pression pendant le processus d'addition de chaleur à volume constant est de 1,1. L'état de l'air au début de la compression est $P_1 = 14,2$ psia et $T_1 = 75^\circ\text{F}$ (voir le tableau de conversion à l'annexe). Calculez le travail spécifique net du cycle, l'ajout de chaleur spécifique et l'efficacité thermique. Utilisez des chaleurs spécifiques constantes à température ambiante.

EXO 23

Le taux de compression d'un double cycle idéal est de 14. L'air est à 100 kPa et 300 K au début du processus de compression et à 2200 K à la fin du processus d'ajout de chaleur. Le transfert de chaleur vers l'air a lieu en partie à volume constant et en partie à pression constante, et il s'élève à 1520,4 kJ/kg. En supposant des chaleurs spécifiques variables pour l'air, déterminez (a) la fraction de chaleur transférée à volume constant et (b) l'efficacité thermique du cycle.

EXO 24

Un cycle standard à air, appelé cycle double, avec des chaleurs spécifiques constantes, est exécuté dans un système piston-cylindre fermé et est composé des cinq processus suivants :

1-2 Compression isentropique avec un rapport de compression, $r = V_1/V_2$

2-3 Addition de chaleur à volume constant avec un rapport de pression, $r_p = P_3/P_2$

3-4 Addition de chaleur à pression constante avec un rapport de volume, $r_c = V_4/V_3$

4-5 Expansion isentropique pendant que le travail est effectué jusqu'à ce que $V_5 = V_1$

5-1 Rejet de chaleur à volume constant à l'état initial

(a) Esquissez les diagrammes P-v et T-s pour ce cycle.

(b) Obtenez une expression pour l'efficacité thermique du cycle en fonction de k , r , r_c , et r_p .

(c) Évaluez la limite du rendement lorsque r_p s'approche de l'unité et comparez votre réponse avec l'expression du rendement du cycle de Diesel.

(d) Évaluez la limite du rendement lorsque r_c s'approche de l'unité et comparez votre réponse avec l'expression du rendement du cycle Otto.

EXO25

Cycles de Stirling et d'Ericsson

Quel cycle est composé de deux processus isothermes et de deux à volume constant ?

En quoi le cycle idéal d'Ericsson diffère-t-il du cycle de Carnot ?

Considérez les cycles idéaux d'Otto, de Stirling et de Carnot fonctionnant entre les mêmes limites de température. Comment compareriez-vous les efficacités thermiques de ces trois cycles ?

Considérez les cycles idéaux de Diesel, Ericsson et Carnot fonctionnant entre les mêmes limites de température. Comment compareriez-vous les efficacités thermiques de ces trois cycles ?

EXO 26

Un moteur Ericsson idéal utilisant de l'hélium comme fluide de travail fonctionne entre des limites de température de 550 et 3000 R et des limites de pression de 25 et 200 psia. En supposant un débit massique de 14 lbm/s, déterminez (a) le rendement thermique du cycle, (b) le taux de transfert de chaleur dans le régénérateur, et (c) la puissance fournie.

EXO 27

Un moteur Stirling idéal utilisant l'hélium comme fluide de travail fonctionne entre les limites de température de 300 et 2000 K et les limites de pression de 150 kPa et 3 MPa. En supposant que la masse de l'hélium utilisé dans le cycle est de 0,12 kg, déterminez (a) l'efficacité thermique du cycle, (b) la quantité de transfert de chaleur dans le régénérateur, et (c) le travail fourni par cycle.

EXO 28

Considérons un cycle d'Ericsson idéal dans lequel l'air est le fluide de travail et qui est exécuté dans un système à débit constant. L'air est à 278C et 120 kPa au début du processus de compression isotherme, au cours duquel 150 kJ/kg de chaleur sont rejetés. Le transfert de chaleur vers l'air se produit à 1200 K. Déterminez (a) la pression maximale dans le cycle, (b) le travail net fourni par unité de masse d'air, et (c) l'efficacité thermique du cycle.

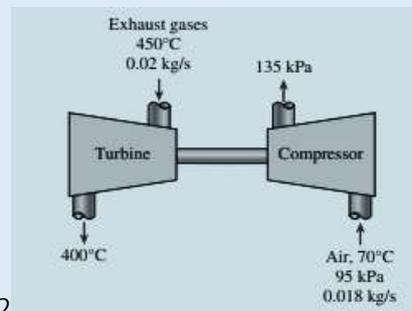
Réponses : (a) 685 kPa, (b) 450 kJ/kg, (c) 75,0 %

EXO 29

Un cycle de Stirling à air standard fonctionne avec une pression maximale de 3600 kPa et une pression minimale de 50 kPa. Le volume maximal est égal à 12 fois le volume minimal, et le réservoir à basse température est à 208C. En tenant compte d'une différence de température de 58°C entre les réservoirs externes et l'air, calculez la chaleur spécifique ajoutée au cycle et son travail spécifique net.

EXO 30

Considérons le turbocompresseur d'un moteur à combustion interne. Les gaz d'échappement entrent dans la turbine à 450°C à un taux de $0,02\text{ kg/s}$ et sortent à 400°C . L'air entre dans le compresseur à 70°C et 95 kPa à un taux de $0,018\text{ kg/s}$ et en ressort à 135 kPa . Le rendement mécanique entre la turbine et le compresseur est de 95% (5% du travail de la turbine est perdu pendant sa transmission au compresseur). En utilisant les propriétés de l'air pour les gaz d'échappement, déterminez (a) la température de l'air à la sortie du compresseur et (b) le rendement isentropique du compresseur.



Réponses : (a) 1268°C , (b) 0.642

Chapitre II : Techniques d'injection d'essence

Chapitre II : Techniques d'injection d'essence

II.1 Introduction:

Dans le moteur à essence en particulier, le mélange précède la combustion dans le cycle de fonctionnement. Il peut être réalisé pendant la phase d'admission ou pendant la phase de compression, l'essentiel étant que le mélange soit formé au moment où l'allumage est déclenché par l'étincelle de la bougie. Aussi, le combustible peut être introduit à l'extérieur de la chambre de combustion (injection indirecte) ou directement dans la chambre de combustion (injection directe). L'aspect temporel de la formation du mélange est évidemment moins critique lorsque le combustible est gazeux. Dans ce cas, la seule fonction du système d'injection est de doser le combustible. En revanche, dans le cas de combustibles liquides, la première fonction du système d'injection est d'amener le combustible à l'état gazeux. La façon d'évaporer le combustible est de le pulvériser (ou atomiser). On crée ainsi une phase intermédiaire appelée liquide dispersé, constituée d'un grand nombre de gouttes de faible diamètre, pour laquelle la surface d'échange globale est très importante.

II.1 Frontière de l'étude :

On dénombre deux architectures selon le nombre et l'emplacement des injecteurs : • L'injection multipoint : système le plus répandu actuellement, il dispose d'un injecteur par cylindre, fixé sur le collecteur d'admission juste avant la soupape (injection indirecte) ou fixé sur la culasse débouchant dans la chambre de combustion (injection directe) • L'injection monopoint : comme son nom l'indique, ce système dispose d'un seul injecteur situé avant le papillon des gaz.

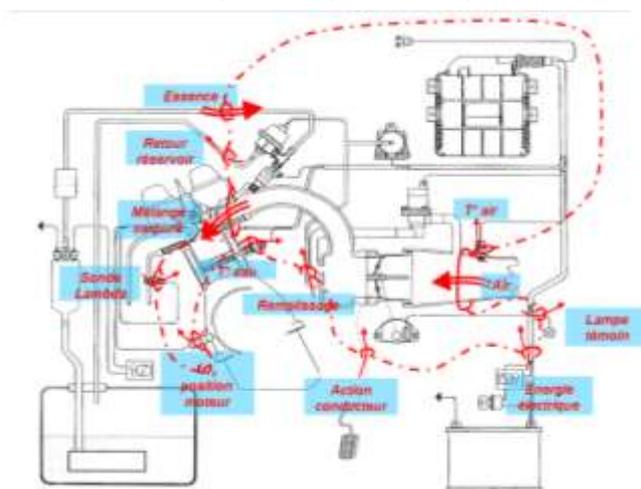


Fig.II.1 : frontière d'étude

II .2 Fonction globale

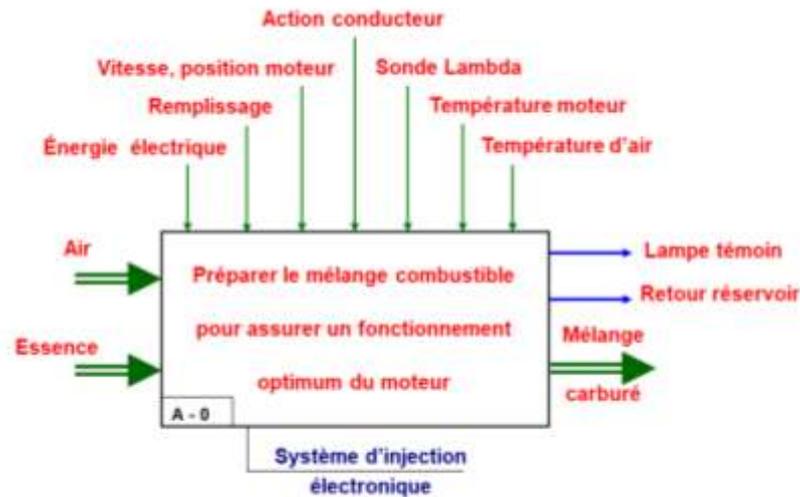
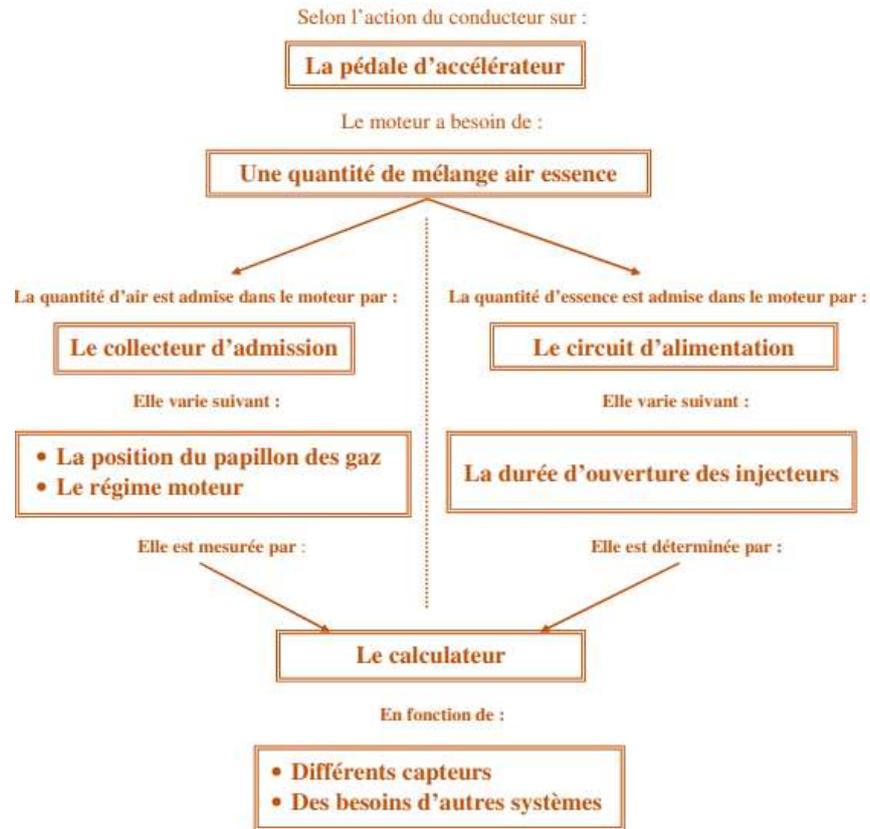


Fig.II.2 : fonction globale

II .3 Principe de fonctionnement :

Afin de réaliser ses fonctions, le système d'injection est constitué schématiquement d'un réservoir de combustible, d'un élément filtrant, d'une pompe permettant de délivrer un certain débit de combustible à une pression suffisante, d'un élément doseur et d'un orifice d'injection permettant, sous l'effet de l'écoulement sous pression, de pulvériser le combustible (fig.II.3).

Trois facteurs pilotent le développement des systèmes d'injection : puissance, consommation et pollution. La quantité de combustible, et donc la puissance fournie par le moteur, est déterminée par le débit de l'injecteur, le temps de l'injection et l'efficacité de la vaporisation, elle-même liée à la taille et à la vitesse des gouttes créées par l'injecteur. La taille des gouttes et son effet sur la vaporisation conditionnent en grande partie les niveaux des émissions polluantes. En effet, la vapeur entourant la goutte isole, lors de la combustion, le combustible liquide, créant un déficit d'oxygène local. Cela favorise l'apparition des hydrocarbures (HC) imbrûlés, des particules solides (suies) et du monoxyde de carbone. La vaporisation du combustible se traduit par une diminution de la température du milieu gazeux environnant les gouttes. Lorsque la vaporisation a lieu pendant la phase d'admission, cette diminution de température permet, par l'augmentation de la masse volumique, d'admettre une masse plus importante de gaz frais améliorant ainsi le remplissage puis la puissance



II.4 Constitution :

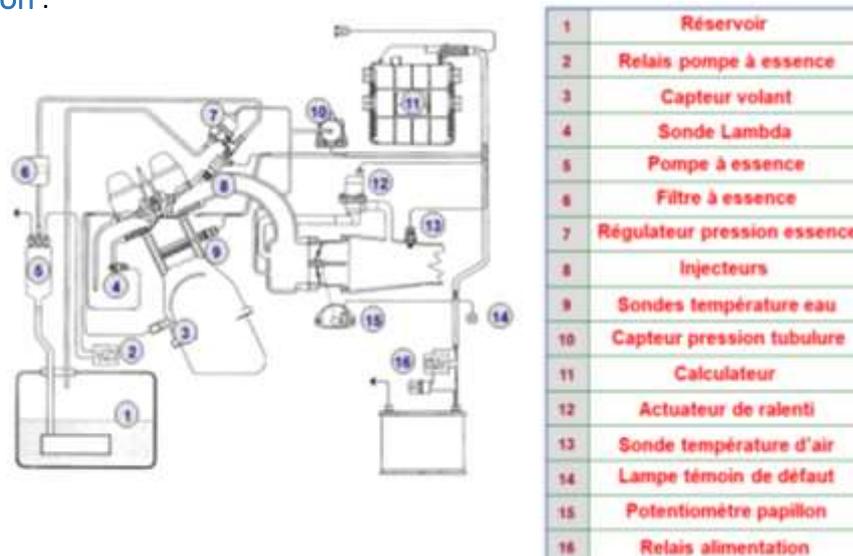


Fig.II.3 : Constitution de système d'injection

II.5 Relations entre entrée et sortie

- Les paramètres principaux : Ils permettent la mesure de la quantité d'air qui servira de base au dosage du carburant

- Les paramètres d'adaptation : Ils permettent de moduler le dosage de base en l'adaptant aux différentes situations de roulage (exemples : Moteur froid, pied à fond etc..) afin de rendre le fonctionnement du moteur le plus optimal possible
- Les informations secondaires : Ils permettent d'adapter le dosage en fonction des différents systèmes utilisés par le conducteur ou le véhicule

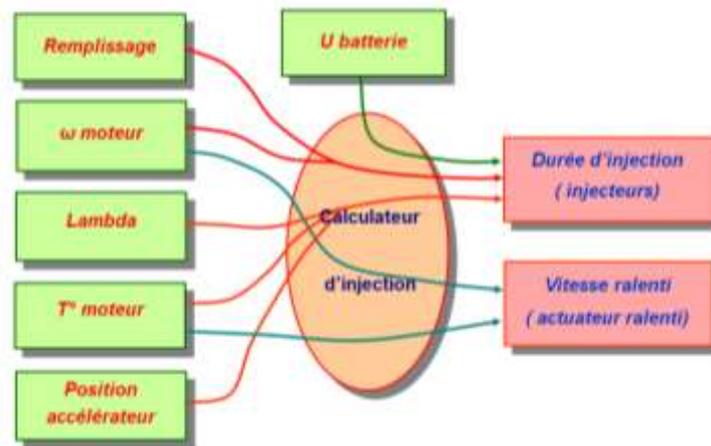


Fig.II.4 :Synoptique du système

II.6 Graphe Fonctionnel

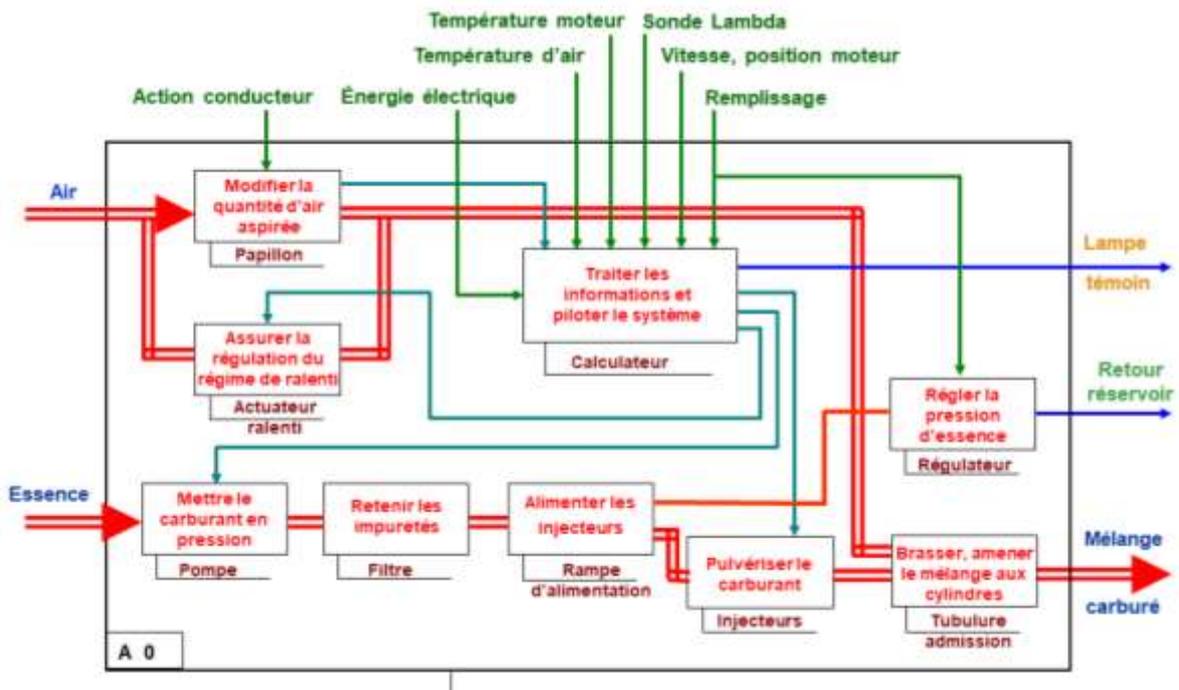


Fig.II.5 : Graphe fonctionnel

II.7 Le circuit d'alimentation

Le circuit d'alimentation a pour fonction d'alimenter les injecteurs en carburant. Une pompe de gavage électrique refoule le carburant du réservoir vers un filtre, puis dans une rampe d'alimentation qui le distribue uniformément entre les différents injecteurs. Un régulateur de pression permet le maintien à une pression constante du circuit (2.5 à 4 bars) et autorise le retour du carburant excédentaire vers le réservoir. Cette circulation continue de carburant permet d'éviter la formation de bulle de vapeur dans le circuit (vaporlock)

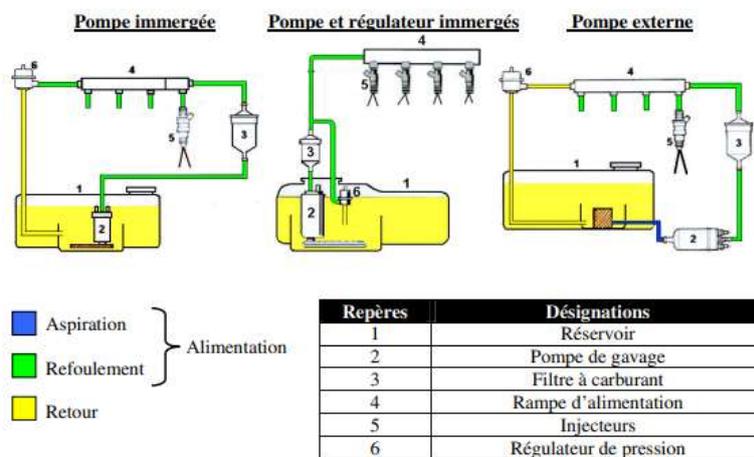


Fig.II.6 : Le circuit d'alimentation

II.8 Jetronic :

Jetronic est le nom commercial d'une technique d'injection d'essence de Bosch à partir des années 1960. Bosch en a vendu les licences à beaucoup de constructeurs automobiles. Il y a plusieurs variantes de cette technique, qui apportent toutes une évolution par rapport aux précédentes

a) D-Jetronic (1967 - 1976)

Injection analogique. La dépression est mesurée par un capteur situé dans le collecteur d'admission afin de déterminer le temps d'ouverture des injecteurs. À l'origine, ce modèle était simplement appelé Jetronic, le nom D-Jetronic n'a été utilisé que plus tard pour la distinguer des versions plus récentes. Le 'D' signifie 'Druck' (pression).

b) K-Jetronic (1974 - 1988)

Injection d'essence mécanique. Le 'K' signifie 'Kontinuierlich' (continu). La différence est ici que l'essence sort en permanence de tous les injecteurs (hormis celui de départs à froid), la

pompe à essence portant le carburant à environ 5 bars. L'air admis est également mesuré pour déterminer la quantité d'essence à injecter. Cette injection ne permet pas d'installer de sonde Lambda. La K-Jetronic a été montée sur un certain nombre de modèles BMW, Mercedes-Benz, VAG, Porsche, Volvo, Renault, Peugeot, Ferrari et Ford.

c) K-Jetronic (Lambda)

Une variante de la K-Jetronic d'origine avec une sonde Lambda. Cette injection a été développée au début des années 1970 pour être en conformité avec les normes californiennes de pollution, et remplacée par la KE-Jetronic.

d) KE-Jetronic (1985 - 1993)

Injection mécanique à contrôle électronique. Le calculateur peut être analogique ou numérique, et peut (ou pas) disposer de contrôle par sonde Lambda. Couramment appelée 'CIS-E' aux États-Unis, une version plus évoluée KE-3 (CIS-E3) permet de détecter le cliquetis.

e) L-Jetronic (1974 - 1985)

Injection analogique. Ce système d'injection utilise un débitmètre volumique d'air à volet-sonde, appelé LMM (LuftMassenMesser dans la documentation Bosch). Beaucoup plus simple et plus fiable que la D-Jetronic, grâce à l'utilisation de circuits intégrés spécifiques. Largement utilisée sur les voitures européennes des années '80. Des injections similaires ont été construites sous licence par Lucas, Hitachi ou Nippon Denso, mais bien que leurs composants principaux semblent similaires, il convient de ne pas les appeler L-Jetronic car ils ne sont généralement pas compatibles. Le 'L' signifie 'Luft' (air).

g) LE1-Jetronic, LE2-Jetronic, LE3-Jetronic (1981 - 1991)

Il s'agit de variantes simplifiées et plus modernes de la L-Jetronic d'origine. Le calculateur est moins coûteux à produire grâce à des composants plus modernes et moins spécifiques que la L-Jetronic. Les connexions entre le débitmètre et le calculateur sont simplifiées. Il existe trois variantes de la L-Jetronic : la LE1 d'origine, la LE2 (1984) qui intègre la fonction de départ à froid dans le calculateur et ne nécessite plus d'injecteur de départ à froid comme sur les systèmes plus anciens. La LE3 (1989), enfin, dispose d'un calculateur miniaturisé et d'une technique hybride.

h) LU-Jetronic (1983 - 1991)

Dérivée de la LE2, mais disposant d'une sonde Lambda. Elle ajoute un contrôle en boucle fermée sur celle-ci. Conçue à l'origine pour le marché nord-américain.

i) LH-Jetronic (1982 - 1998)

Injection numérique, présentée sur la Volvo 240 en Californie. LH signifie Luftmasse-Hitzdraht, du nom de la technique de débitmètre massique à fil chaud utilisée pour mesurer la quantité d'air admise par le moteur. Ce débitmètre est appelé HLM2 ('Hitzdraht-Luft Massenmesser 2') par Bosch. La LH-Jetronic a principalement été utilisée par les constructeurs scandinaves et les constructeurs de voitures de luxe et de sport en petite série. Les variantes les plus courantes sont les LH2.2, utilisant un microcontrôleur Intel 8049 et une EEPROM de 4Ko, et la LH2.4, qui utilise quant à elle un microcontrôleur Siemens 80535 (dérivé de l'Intel 8051) avec une EEPROM de 16 ou 32Ko. La LH2.4 dispose de fonctions avancées, comme le pilotage de la pression de suralimentation et le contrôle de richesse basée sur la température des gaz d'échappement. Certaines versions apparues tardivement (après 1995) ont en plus un pilote matériel pour le diagnostic (OBD-2).

k) Mono-Jetronic (1988 - 1995)

Injection numérique. Ce système est monopoint. La Mono-Jetronic est différente de la plupart des injections monopoint de l'époque, car elle n'utilise que la position du papillon d'admission pour déterminer la charge moteur, il n'y a ni débitmètre d'air ni mesure de la dépression. La Mono-Jetronic inclut systématiquement une sonde Lambda, et du fait de l'absence de capteurs, est fortement dépendante du bon état de celle-ci pour fonctionner correctement. Le calculateur utilise un microcontrôleur Intel 8051 et 16Ko d'EEPROM, et ne dispose pas de possibilité de diagnostic évolué.

II.9 Injection indirect

Dans un système d'injection indirecte, l'injecteur, commandé par le boîtier électronique et positionné dans le conduit d'admission d'air, vaporise l'essence juste au-dessus de la soupape d'admission, lorsque celle-ci est encore fermée.

On compte autant d'injecteurs que de cylindres ; on parle donc d'injection électronique indirecte multipoint (l'injection monopoint, avec un injecteur unique, est désuète). Quand la soupape d'admission s'ouvre, le mélange air/essence pénètre dans la chambre de combustion grâce à l'action conjuguée de l'aspiration du piston et de la poussée de la pression atmosphérique.

L'injection indirecte offre au moteur de meilleures performances qu'un carburateur (démarrage facilité et combustion mieux maîtrisée) tout en étant moins coûteuse que l'injection directe, grâce à la simplicité de la cartographie et du système d'alimentation en essence ; les injecteurs, montés sur un rail d'injection commun, sont de simples vaporisateurs et la pression d'injection est inférieure

L'injection indirecte ne permet cependant pas d'obtenir un contrôle optimal de l'homogénéité du mélange air/essence. L'essence est en effet vaporisée sur des surfaces de températures variables (le conduit d'admission est plus frais que la soupape). L'homogénéité est donc perturbée à cause du phénomène de condensation.

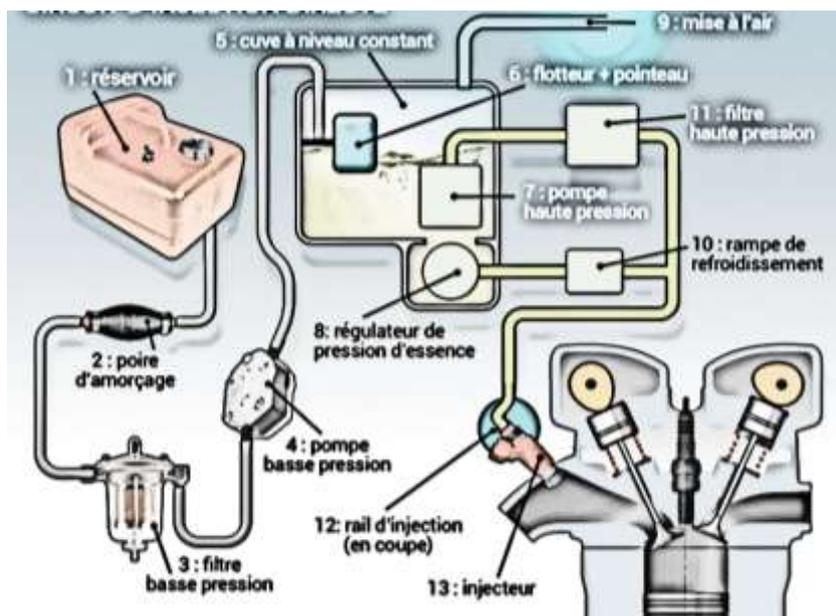


Fig.II.7 : Circuit d'injection direct

On observe par ailleurs un effet de « rebond » de type ramjet : la soupape d'admission est fermée lorsque l'injecteur vaporise l'essence qui rebondit contre celle-ci

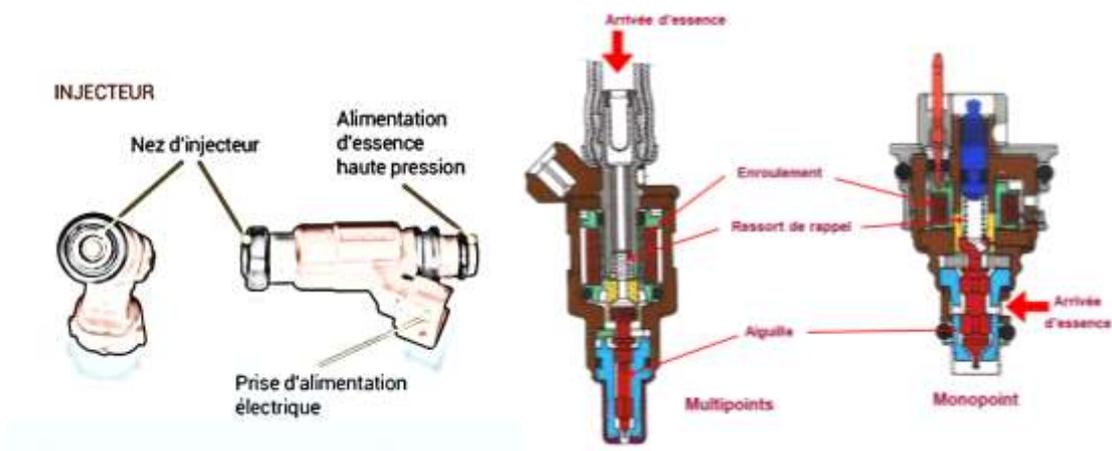


Fig.II.8 : injecteurs multipoints et monopoint

À l'ouverture de la soupape, le flux est de nouveau perturbé par le mouvement du piston (descente puis remontée), ce qui nuit également à l'homogénéité du carburant. Sans oublier que celui-ci condense également à l'intérieur de la chambre de combustion, au contact des parois du cylindre, de la culasse, du piston, etc.

À bas régime, la condensation est d'autant plus importante que le carburant circule « à basse vitesse » et a donc plus le temps de condenser. À cause de l'ensemble de ces perturbations, la richesse du mélange n'est donc pas égale en tout point de la chambre de combustion.

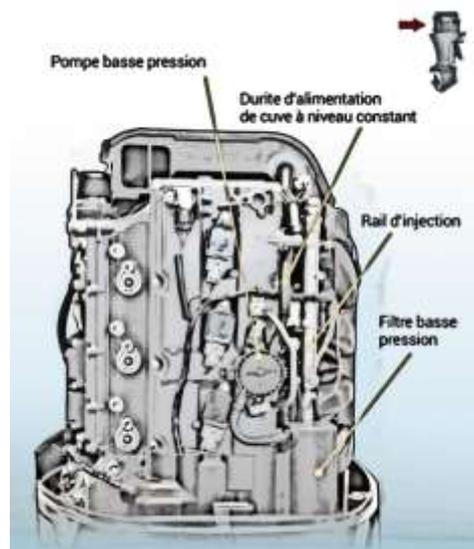


Fig.II.9 : Le circuit d'alimentation en essence

Le circuit d'alimentation en essence d'un moteur à injection indirecte est identique à celui d'un moteur à carburateur (voir MB n° 369). À la place du carburateur, on trouve une pompe haute pression à l'intérieur de la cuve à niveau constant.

Cette dernière est également appelée, selon les motoristes, dégazeur, VST (Vapor Separator Tank) ou FSM (Fuel System Module). Selon le même principe que le carburateur, la cuve à niveau constant permet de stocker une quantité d'essence sous forme liquide. Elle contient un ensemble flotteur/pointeau, une pompe haute pression protégée par une filtration et un régulateur de pression d'essence.

La pompe haute pression aspire le carburant et le refoule dans la ligne haute pression composée d'une filtration, d'un rail (ou rampe) d'injection et d'injecteurs. Le régulateur de pression d'essence permet de maintenir une pression constante dans le circuit à tous les régimes : la pompe haute pression ayant un débit constant, quand les injecteurs débitent moins au ralenti (temps d'ouverture inférieur), le régulateur (clapet, piston, bille, etc.) limite la pression en s'ouvrant au maximum.

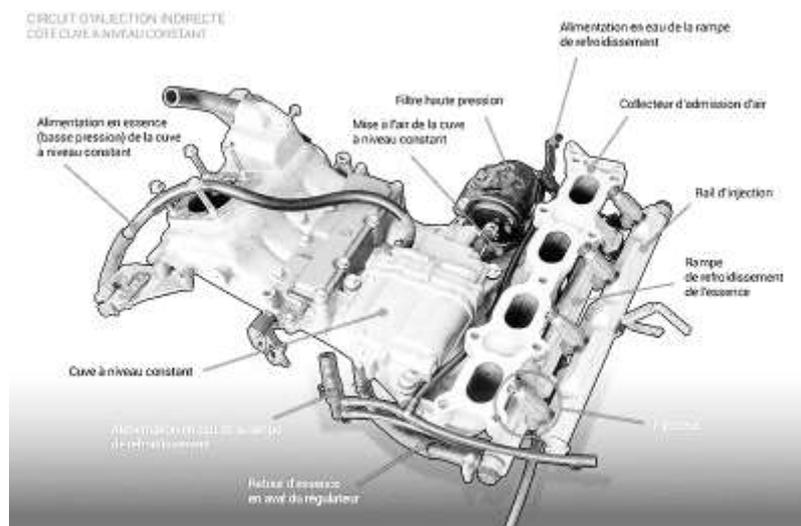


Fig.II.10 : Circuit d'injection indirect

L'excédent de carburant non vaporisé par les injecteurs est renvoyé dans la cuve à niveau constant via le retour. Ici, le régulateur se trouve à l'intérieur de la cuve, mais il peut se situer n'importe où sur le circuit d'injection. Le rôle de la rampe de refroidissement, située sur la ligne haute pression, en amont du retour au régulateur, est de condenser l'essence qui a tendance à dégazer à cause de la chaleur du bloc-moteur et de la pression d'injection.

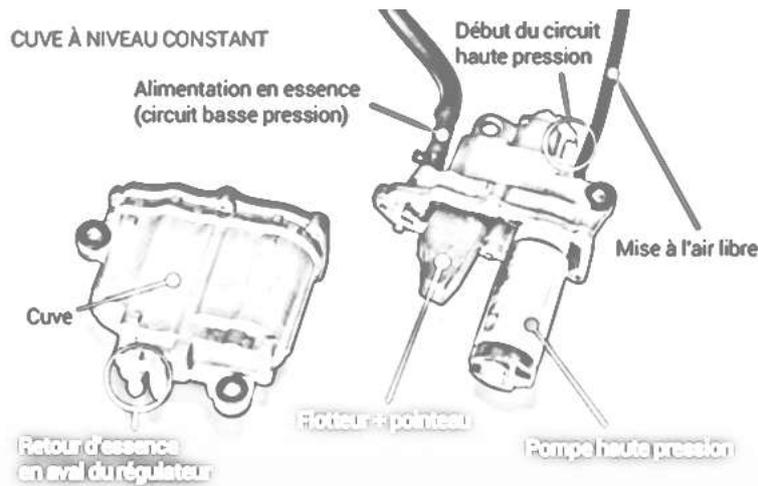


Fig.II.11 :Cuve à niveau constant

Cette configuration est valable pour un circuit d'injection à pression constante. Il existe d'autres systèmes à pression variable (en fonction du régime) plus complexes, sur lesquels nous ne nous attarderons pas.

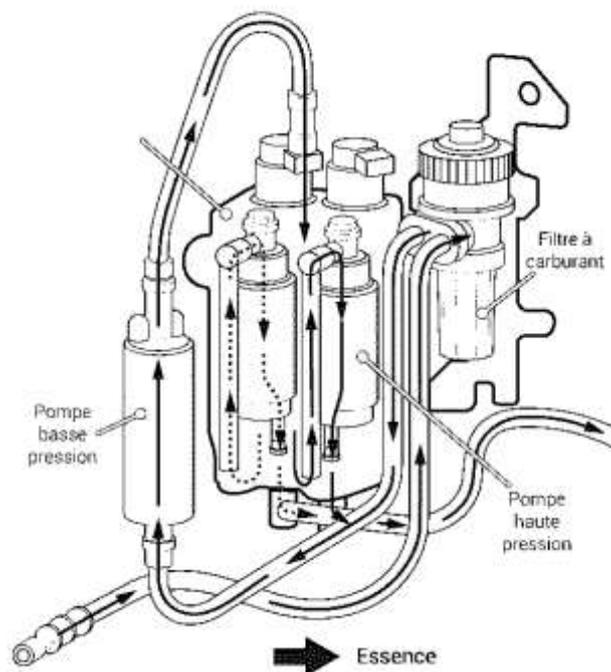


Fig.II.12 : circuit d'injection à pression constante

La commande d'injection correspond au pilotage électrique de l'ouverture des injecteurs. Pour l'injection indirecte, il existe deux grands types de commande : continue et

intermittente. Sur des moteurs d'ancienne génération à injection continue, l'essence est injectée sans interruption dans le conduit d'admission.

La variation concerne uniquement la quantité de carburant injectée, qui augmente avec le régime moteur. L'injection intermittente est une technologie plus récente et plus évoluée qui permet de vaporiser l'essence à un moment précis, en fonction de la position du vilebrequin.

Au sein de l'injection séquentielle, on distingue quatre variantes : l'injection simultanée (tous les injecteurs sont commandés en même temps), l'injection groupée ou semi-séquentielle (les injecteurs sont commandés par groupe, par exemple deux par deux), l'injection séquentielle (les injecteurs sont commandés séparément, un par un) et l'injection séquentielle à durée variable (les injecteurs sont commandés séparément et avec des réglages indépendants).

L'injection simultanée est le système le plus basique au sein de l'injection intermittente. La quantité de carburant est injectée en deux courtes salves par cycle moteur (soit deux tours de vilebrequin). L'inconvénient de ce système est que l'homogénéité du mélange air/essence n'est pas identique entre les cylindres ; pour les cylindres 1 et 4, le carburant est injecté après la fermeture des soupapes d'admission et stagne en amont de celles-ci pendant 360° (un tour moteur), ce qui favorise la condensation (perte de carburant par condensation donc mélange appauvri

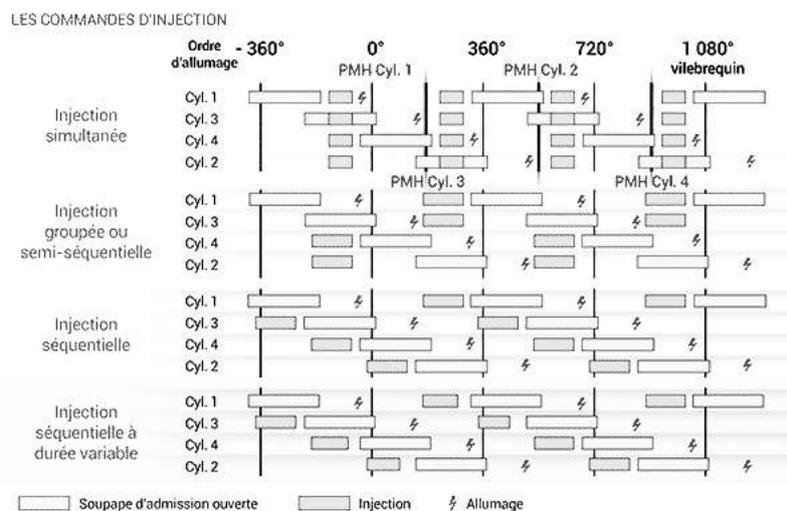


Fig.II.13 :Commande d'injection

Pour les cylindres 2 et 3, le moment d'injection coïncide avec l'ouverture des soupapes : l'homogénéité du mélange est meilleure. La commande groupée (ou semi-séquentielle)

permet d'affiner l'injection tout en restant simple ; il n'y a plus qu'une injection par cycle avec une durée d'injection plus longue.

Pour les cylindres « défavorisés » (2 et 3), le mélange reste au repos derrière les soupapes pendant 180° (un demi-tour moteur). Avec une cartographie d'injection séquentielle, le carburant est injecté juste avant l'ouverture de la soupape d'admission pour chaque cylindre (l'homogénéité du mélange air/essence est donc identique). Le système le plus abouti est l'injection séquentielle à durée variable qui permet de moduler la durée d'injection afin de compenser le phénomène de cliquetis. Le cliquetis désigne un bruit métallique caractéristique généré par une onde de choc qui se diffuse à l'intérieur de la chambre de combustion.

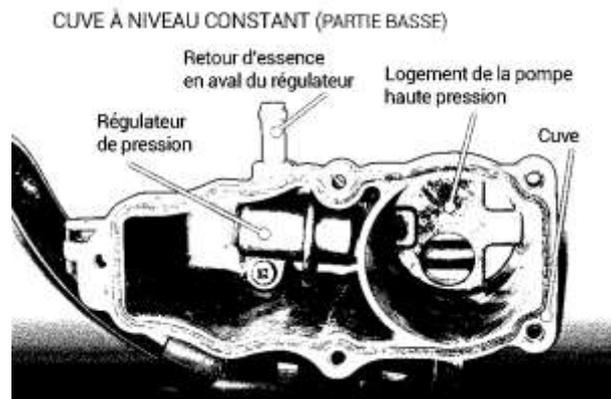


Fig.II.14 : Cuve à niveau constant(partie basse)

L'onde naît suite à la rencontre de plusieurs fronts de flamme ; l'augmentation brutale de la température à l'intérieur du cylindre peut causer des dommages irréversibles aux pistons, aux soupapes ou à la culasse

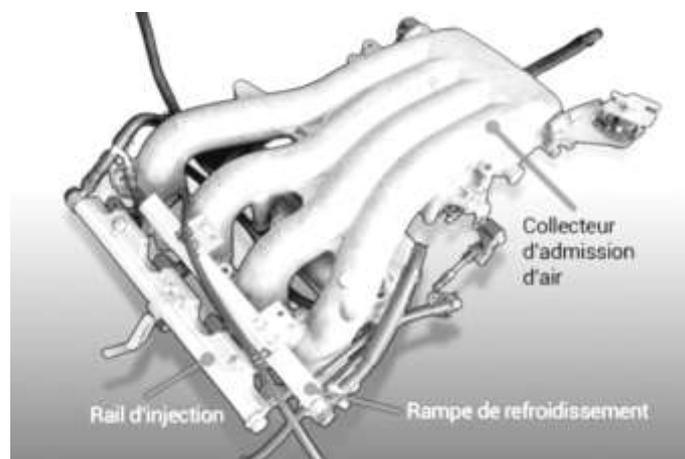


Fig.II.15 :Collecteur d'admission d'air

Pour éviter le cliquetis, des capteurs détectent l'onde de choc, qui est toujours comprise entre 5 000 et 8 000 Hz. Ces derniers envoient l'information au boîtier électronique qui modifie la commande d'injection : la durée d'injection est augmentée (uniquement dans le cylindre concerné) pour diminuer la rapidité d'avancement du front de flamme (le front de flamme progresse moins vite lorsque le mélange est enrichi) et faire légèrement tomber la température à l'intérieur de la chambre de combustion.

La combustion la plus efficace est obtenue à la limite du cliquetis, d'où l'importance pour un moteur efficient d'être muni de capteurs anticliquetis et d'être doté d'une cartographie dite d'injection électronique indirecte multipoint à commande intermittente séquentielle à durée variable.

II.10 Injection direct

L'injection électronique directe, adaptée aux moteurs quatre temps, est aujourd'hui la technologie la plus aboutie et la plus à même de répondre aux futures normes antipollution. Décryptage de ce système plus élaboré que celui de l'injection indirecte.

Yamaha est actuellement le seul fabricant à proposer des moteurs hors-bord quatre temps à injection électronique directe, avec son premier-né le 425 XTO – les moteurs deux temps à injection directe existaient déjà depuis 1996, mais ils ne sont plus commercialisés (voir encadré).

Nous avons vu dans le numéro précédent que l'injection indirecte offre de meilleures performances que le carburateur. L'injection directe est la suite logique en termes de développement, avec à la clef une maîtrise encore plus efficace de la consommation. Dans les grandes lignes, quels sont les avantages d'un tel système par rapport à l'injection indirecte ?

Dans un moteur à injection indirecte, le carburant est pulvérisé presque un tour de vilebrequin avant le début de la combustion, dont l'efficacité est réduite par les phénomènes de condensation et de perturbation du flux (voir MB n° 370). Dans un système d'injection directe, l'essence est vaporisée non plus dans le conduit d'admission, mais directement dans la chambre de combustion, à très haute pression (jusqu'à 200 bars), juste au niveau de la bougie et peu de temps avant le déclenchement de l'étincelle.

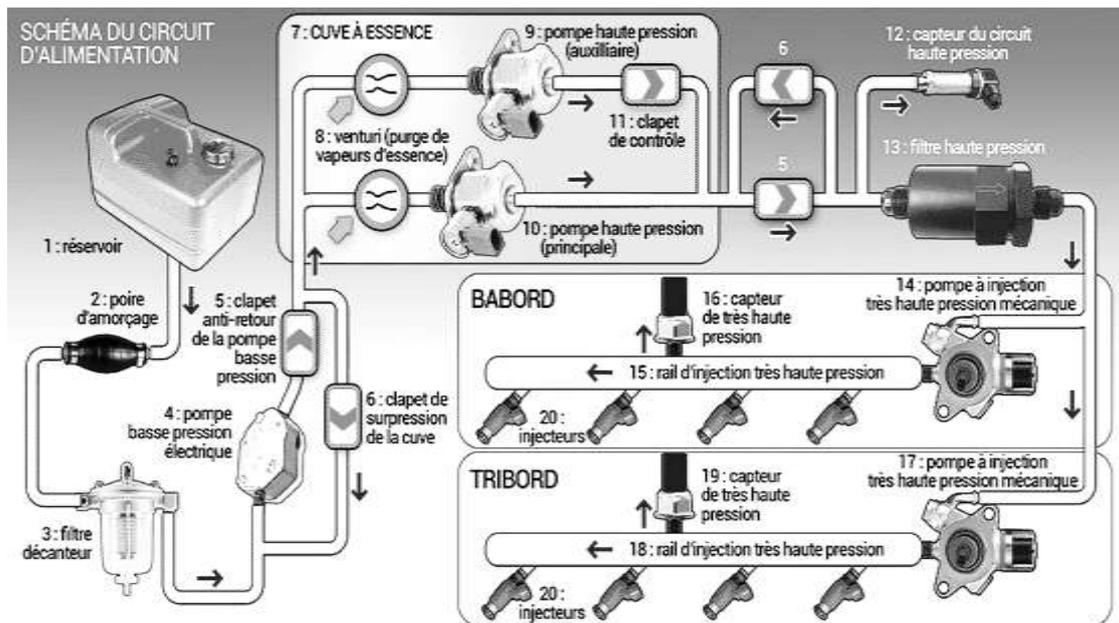


Fig.II.16 : Schéma du circuit d'alimentation

Ces quatre paramètres fondamentaux permettent d'obtenir une vaporisation optimale en jouant à la fois sur le moment d'injection et la quantité d'essence injectée. La différence se fait ressentir à la pompe, avec une baisse de la consommation, et aux manettes, avec un temps de réponse à l'accélération beaucoup plus court.

Le circuit d'alimentation en essence d'un moteur quatre temps à injection directe est plus élaboré, avec plusieurs pompes en ligne et une pompe auxiliaire en parallèle, qui vient « en renfort » à haut régime. Après le filtre décanteur (3), on trouve la pompe à basse pression électrique (4). Cette pompe a un fonctionnement par cycles : en deçà de 1 200 tr/mn, elle est en marche pendant 10 secondes toutes les 20 secondes.

La cuve à essence (7) doit rester constamment pleine et sous pression ; un clapet antiretour (5) évite que l'essence ne redescende vers la pompe à basse pression, ce qui entraînerait un désamorçage (présence d'air dans le circuit). En parallèle du circuit à basse pression, un clapet de surpression (6) protège la ligne en régulant la pression à 0,87 bar ; si la pompe à basse pression remplit la totalité de la cuve, le clapet s'ouvre pour décharger l'essence excédentaire en la renvoyant en amont de la pompe

Alimentée par la pompe à basse pression, la cuve à essence contient deux pompes à haute pression, une principale (10) et une auxiliaire (9) équipées chacune d'un « venturi » (8). Situé sur le dessus et à l'entrée de chaque pompe, le « venturi » (sorte de purge) est un

rétrécissement du conduit d'alimentation en essence, en haut et au milieu duquel est pratiqué un trou. Les vapeurs d'essence indésirables éventuellement présentes dans le haut de la cuve sont aspirées par dépression via le trou grâce à l'effet Venturi (accélération du flux au niveau du rétrécissement). Elles sont entraînées dans la pompe à haute pression où, fortement comprimées, elles se transforment en essence liquide par condensation. Placé entre les deux pompes à haute pression, un clapet de contrôle (11) empêche l'essence qui sort sous pression de la pompe principale d'entrer dans la pompe auxiliaire lorsque celle-ci est à l'arrêt.

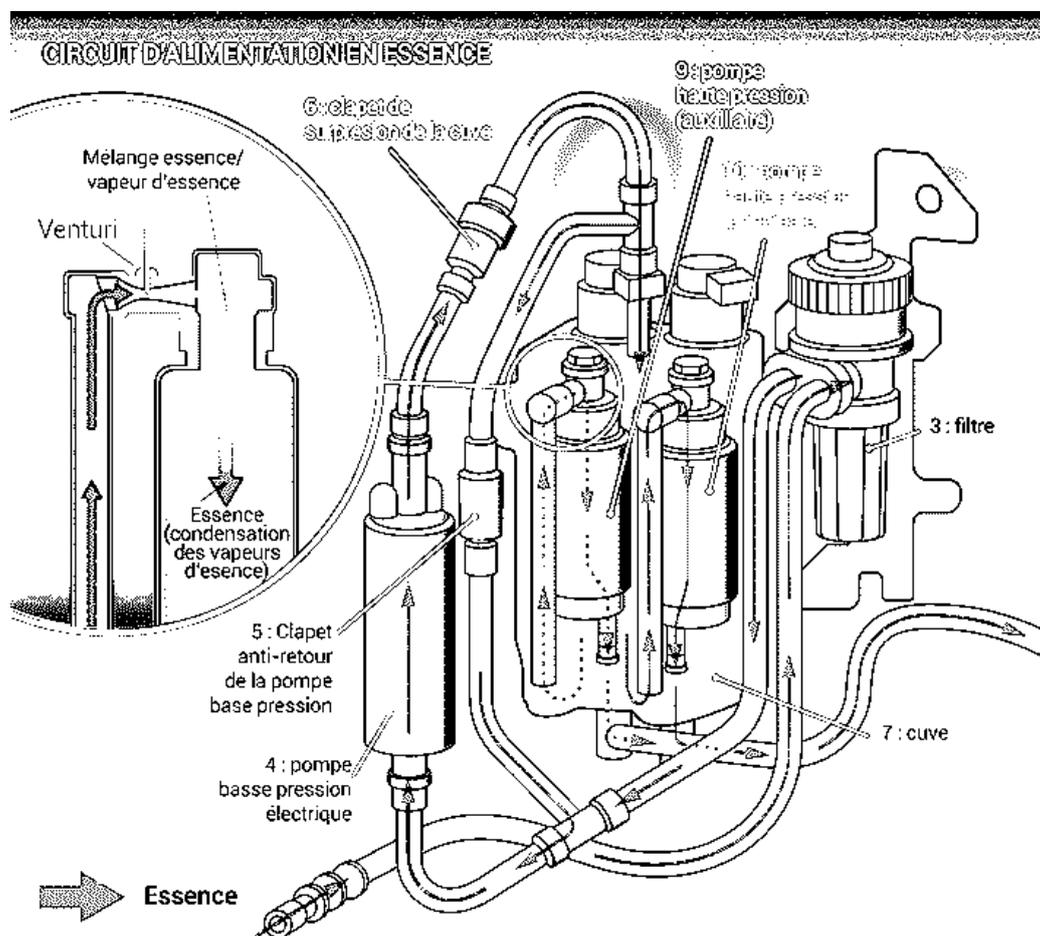


Fig.II.17 : circuit d'alimentation d'essence plus élaboré

Une pompe auxiliaire pour les hauts régimes

En effet, la pompe auxiliaire ne se met en marche qu'au-delà de 5 000 tr/mn, quand le débit de la pompe principale n'est plus suffisant pour maintenir la pression dans le circuit, aux régimes qui nécessitent une suralimentation du moteur en carburant.

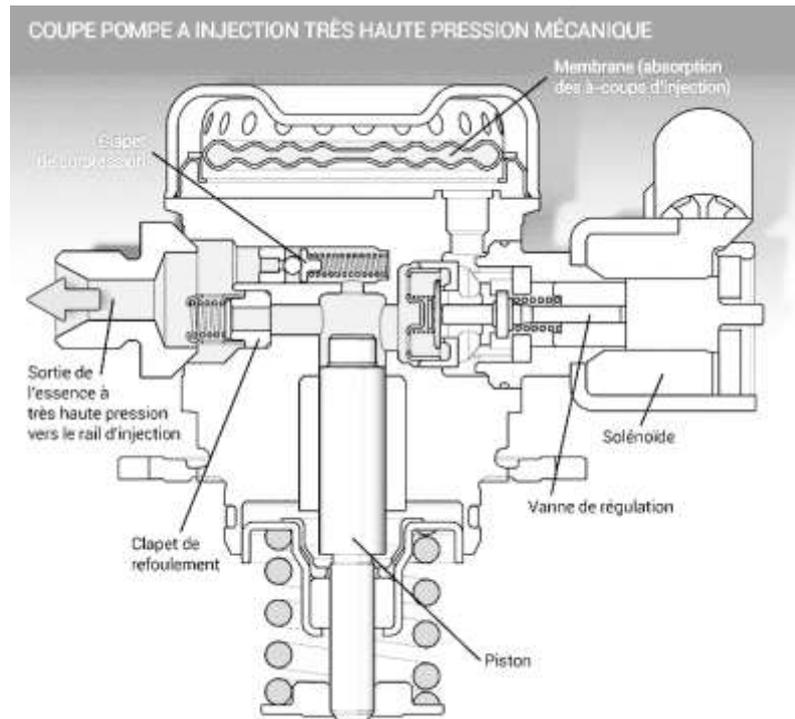


Fig.II.18 : Une pompe à injection très hauts pression

Aux régimes intermédiaires, entre 1 500 tr/mn et 5 000 tr/mn, la pompe principale fonctionne seule et en continu. En deçà de 1 500 tr/mn, elle tourne, comme la pompe à basse pression, par cycles de 10 secondes toutes les 20 secondes. Les pompes à haute pression sont elles aussi protégées par un clapet de surpression en parallèle duquel se trouve de nouveau un clapet antiretour qui maintient une pression résiduelle dans le circuit à haute pression quand le moteur est à l'arrêt (redémarrage facilité).

La pression à la sortie des pompes à haute pression devant être constante (4 bars), le capteur du circuit à haute pression (12) communique la valeur au boîtier électronique. Si la pression est insuffisante, une alarme informe l'utilisateur d'une défaillance. Le boîtier électronique met par ailleurs en place des mesures permettant un retour au port (régime bridé par exemple).

Une came spécifique pour chaque pompe

En aval du filtre à haute pression (13), le circuit se dédouble : deux pompes à injection à très haute pression mécaniques (14 et 17) alimentent les deux rails d'injection (15 et 18) situés sur les deux rangées de quatre cylindres (moteur V8), à une pression maximale de 200 bars. Fixée sur la culasse, chaque pompe est activée par une came spécifique (came de pilotage) située sur l'arbre à cames d'échappement. Lorsque la came appuie sur le piston de

la pompe, le volume d'essence est comprimé dans un cylindre. Une fois la pression du système atteinte, la soupape de refoulement s'ouvre et l'essence est envoyée vers le rail d'injection. La pompe est équipée d'une vanne de régulation de débit, sorte de doigt piloté par un électroaimant appelé solénoïde.

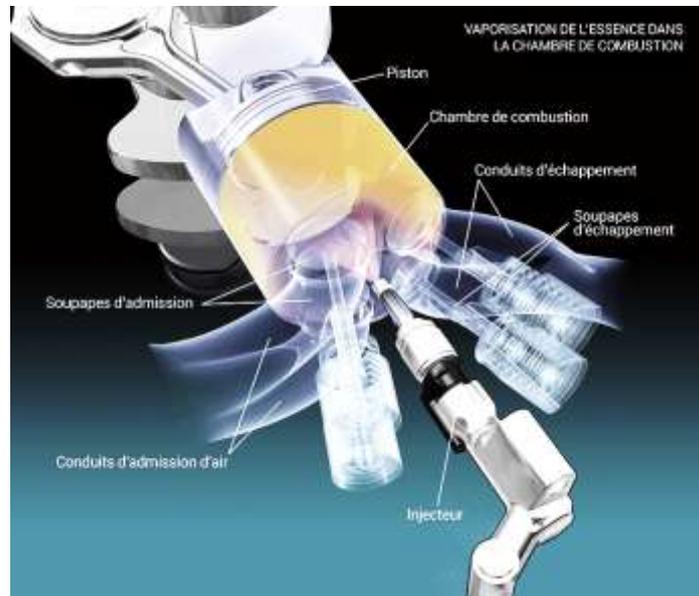


Fig.II.19 : Valorisation de l'essence

Chaque rail est équipé d'un capteur de très haute pression (16 et 19) qui informe le boîtier électronique afin que ce dernier puisse piloter les solénoïdes des pompes à très haute pression. Au besoin, le solénoïde joue sur la quantité d'essence admise à l'intérieur de la pompe afin de l'adapter au besoin du moteur en fonction du régime (la quantité d'essence admise dans le cylindre de la pompe est inférieure à bas régime).

En cas de défaillance de la vanne de régulation, un clapet de surpression, intégré à la pompe, la protège. Les injecteurs (20), montés sur les rails d'injection et positionnés sur la culasse, le nez débouchant directement dans la chambre de combustion, sont commandés électriquement par deux boîtiers spécifiques (un pour chaque rangée de cylindres).

Grâce aux informations données par les boîtiers, ils sont capables de vaporiser l'essence dans le moteur de façon extrêmement précise, permettant ainsi une diminution de la consommation. Les injecteurs à très haute pression de dernière génération peuvent délivrer plusieurs injections par cycle moteur.

Une injection gérée électroniquement pour l'injection directe

L'injection directe, parce qu'elle permet de choisir plus précisément le moment d'admission de l'essence dans le cylindre, offre la possibilité d'avoir deux modes d'injection, gérés électroniquement par le boîtier (c'est lui qui s'occupe de tout, vous n'avez rien à faire et vous ne vous rendez même pas compte du passage d'un mode à l'autre !).

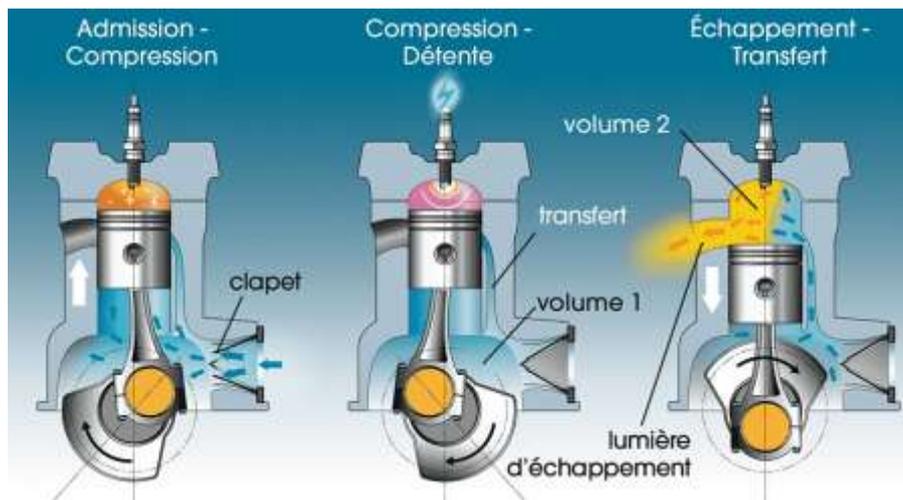


Fig.II.20 : plusieurs injections par cycle moteur

Exo 1

Dans un système à injection directe, le carburant est directement injecté sur la tête des pistons qui a une forme particulière. L'injection est réalisée à très haute pression grâce à une rampe d'injection commune aux injecteurs électromagnétiques. Le moteur HPI peut être conçu selon deux modes de fonctionnement :

Fonctionnement à mélange air/essence homogène.

- Fonctionnement à mélange air/essence pauvre.

On étudiera dans un premier temps le cycle thermodynamique du moteur à injection directe en mode « à mélange homogène » puis en mode « pauvre ». Et on comparera d'un point de vue énergétique les deux modes de fonctionnement.

Données : Moteur à 4 cylindres :

Volume d'un cylindre : $V = 500 \text{ cm}^3 = V_1 - V_2$ avec $V_1 = 550 \text{ cm}^3$

Rapport volumétrique : $\varepsilon = 11 = V_1 / V_2$ (voir cycles)

Les gazes admis dans le cylindre sont supposés parfaits :

Les constantes des gaz sont égales : $r_{\text{air}} = r_{\text{mélange}} = r = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Les capacités massiques à volume constant sont égales : $Cv_{\text{air}} = Cv_{\text{mélange}} = Cv = 717 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Exposant isentropique. : $\gamma = 1,4$

Pouvoir calorifique inférieur du carburant : $PCI = 4,5.10^7 \text{ J.kg}^{-1}$

Température ambiante : $T_{\text{atm}} = 293 \text{ K}$, Pression atmosphérique : $P_{\text{atm}} = 10^5 \text{ Pa}$

1. Étude du cycle moteur en mode à mélange homogène

L'étude proposée concerne un seul

cylindre .Le cycle théorique étudié

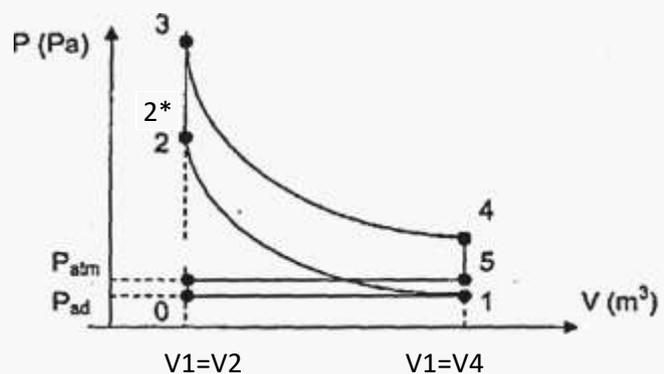
est un cycle à admission partielle dérivé

du cycle de Beau de Rochas. On admet

qu'il est formé de deux boucles :

- La boucle supérieure (1, 2, 3, 4, 1) est constituée de deux isentropiques réversibles et de deux isochores.

- La boucle inférieure (0, 1, 5, 6, 0) est formée de deux opérations mécaniques de transvasement (admission 0-1 à P_{adm} et échappement 5 - 6 à P_{atm}) et de deux isochores.



1.1 Sachant que la pression de fin d'admission est $P_1 = P_{adm} = 0,5 \cdot 10^5$ Pa et la température $T_1 = 293$ K, déterminer la masse de mélange $m_{mél}$ au point 1 du cycle.

1.2 En fin de compression, exprimer la température T_2 en fonction du rapport volumétrique ϵ et calculer sa valeur.

1.3 En mode "mélange homogène" le dosage est stœchiométrique: $ds = m_c / m_{air} = 1/15$

On suppose aussi l'apport thermique Q_{23} égal à l'énergie de combustion : Q_c .

1.3.1. Calculer la masse de carburant m_c

1.3.2. Calculer l'énergie de Combustion apportée au cours d'un cycle : Q_{23} .

1.4 En fin de combustion calculer la température T_3 de gaz.

1.5 À partir de la définition du travail des forces de pression dans le cas de transformation réversible, exprimer et calculer le travail W_{01} , et le travail W_{56} fournis au gaz par le piston.

Montrer que $W_{01} + W_{56} = 25$ J.

1.6 À partir du premier principe, exprimer et calculer W_{12} . On prendra : $m_{mél} = 327 \cdot 10^{-6}$ kg et $T_2 = 765$ K. Calculer W_{34} .

1.7 À partir de la définition du rendement, calculer le rendement thermodynamique théorique η_1 de l'ensemble du cycle (0 - 6) pour ce mode à mélange homogène.

2. Étude du cycle moteur en mode à mélange pauvre

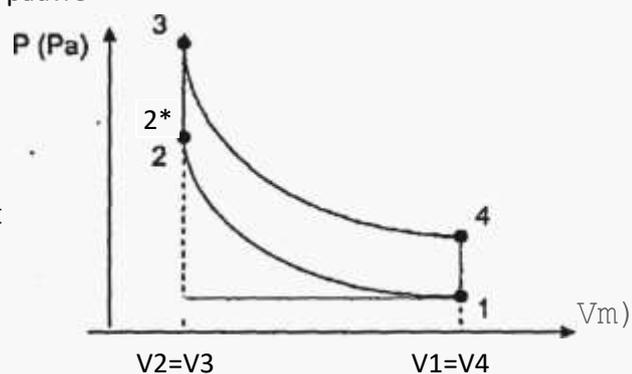
Afin que les cycles soient comparables

, on considère la même quantité de

carburant injectée qu'au cycle précédent

avec la même énergie de combustion.

On admet les hypothèses suivantes :



La pression d'admission $P_{ad} = P_1 = 0,9 \cdot 10^5$ Pa étant voisine de la pression atmosphérique, on néglige la boucle Inférieure et on assimile le cycle théorique au cycle de Beau de Rochas.

le point 2, début d'injection, est situé à la fin de la phase de compression. La masse d'air contenu dans le cylindre est égale à $m_{air} = 534 \cdot 10^{-6}$ kg.

le point 2* est situé à la fin de la phase d'injection de la masse d'essence $m_{\text{carburant}}$. Le cylindre contient maintenant une masse de mélange :

$$m_{\text{mél}} = m_{\text{air}} + m_c = 554.10^{-6} \text{ kg.}$$

La température des gaz d'échappement en sortie du cylindre doit être $T_4 = 1200 \text{ K}$ pour obtenir un bon fonctionnement du catalyseur.

2.1 Comparer la proportion de carburant utilisée ici au dosage stœchiométrique utilisé dans la partie précédente.

2.2 Pourquoi le mode d'injection envisagé ici est dit « mélange pauvre ».

2.3 Comparaison des deux modes d'injection étudiés dans les deux parties.

2.3.1 Calculer la pression P_3 à partir de T_4 .

2.3.2 Comparer P_3 à la pression maximale de 88 bars obtenue au point 3 dans le cas d'un mélange homogène dans la partie 1. Comparer sans calcul les travaux moteurs des deux modes homogène et pauvre.

2.3.3 Le cycle étudié dans cette partie ne comporte pas de boucle inférieure. Quelle conséquence cela a-t-il sur le travail total fourni par le moteur ?

2.3.4. Comparer sans calcul les rendements des deux modes d'injection et justifier que l'injection en mode à mélange pauvre permet une baisse appréciable de la consommation de carburant.

Solution Exo1

$$1.1 \quad P_1 V_1 = m_{\text{mél}} \times r_{\text{mél}} \times T_1$$

$$m_{\text{mél}} = \frac{P_1 V_1}{r_{\text{mél}} \times T_1} = \frac{0.5 \cdot 10^5 \cdot 550 \cdot 10^{-6}}{287.293} = 3.27 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

$$1.2 \quad T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = 764.6 \text{ K}$$

$$1.3 \quad d_s = \frac{m_c}{m_{\text{air}}} \Rightarrow m_c = 2.04 \cdot 10^{-5} \text{ kg, } Q_{23} = m_c \cdot C_{p,c} = 2.04 \cdot 10^{-5} \times 4.5 \cdot 10^7 = 920 \text{ J}$$

$$1.4 \quad Q_{23} = r_{\text{mél}} \times C_v (T_3 - T_1) \Rightarrow T_3 =$$

EXO 2

Un moteur alimenté par le méthane, CH₄ comme carburant aux les caractéristiques suivantes :

Régime nominal	N =1500 [tr/min]
Cylindrée totale	V _{cyl} = 9.96 [L]
Architecture du moteur	L6 (6 cylindres en ligne)
Suralimentation	Turbocompresseur sens échangeur1.

Compléter le tableau suivant :

L	Course	142 [mm]
D	Alésage
ϵ	Rapport volumétrique	12/1
l	Longueur de bielle	228 [mm]
λ	Rapport manivelle/bielle
V ₀	Volume mort
V _u	Volume unitaire
V _t	Volume total

2. Calculer le débit d'air total du moteur aux conditions standard sachant que le rendement volumétrique et le rapport de compression sont connus ($P_0 = 1013$ [mbar], $T_0 = 25^\circ\text{C}$, $\eta_{vol} = 0.92$, $P_{ad}/P_{atm} = 1.5$).

3. Si le rapport d'air λ est de 1.7, quel est le débit de carburant ?

4. Quelle est le mode de combustion de ce moteur?

Données PCI= 50020 [Kj/kg] , RON = 120, Limite d'inflammabilité : $L_{inf} = 2.0$

5. Calculer les grandeurs suivantes,

- Puissance et couple effective du moteur : P_{eff} , C_{eff}
- Pression moyenne effective P_{mE}
- la Consommation spécifique effective (CSE)

Sachant que le rendement global η_g est de 0.40 au point nominal.

6. Calculer les grandeurs suivantes, sachant «que le rendement organique est de 0.90.

Rendement indiqué du moteur η_i , Puissance indiquée P_{in} , Pression moyenne indiquée P_{mi}

Consommation spécifique indiquée : CSI

7. Quelle serait la puissance effective du moteur si on l'équipait d'un échangeur de suralimentation qui refroidirait l'air d'admission à 40°C

1) la course, le volume mort V₀, La cylindrée V_{cyl}, et le volume total V_T ⇔

$$Vu = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \text{ ou } Vu = V_{cy}/6 \rightarrow D^2 = 4 \cdot V_{cy}/6L \cdot \pi. \Rightarrow (D)^2 = 9960 \times \frac{4}{6 \times 14.2 \times 3.14} = 148.91 \text{ cm}$$

$$D = 12.2 \text{ cm} = 122 \text{ mm}$$

-Le volume mort v

$$\varepsilon = \frac{Vu+v}{v} \Rightarrow v = \left(\frac{Vu}{\varepsilon-1} \right),$$

-Volume unitaire :

$$Vu = V_{cy}/6 = 9960/6 = 1660 \text{ cm}^3$$

$$\text{-Volume mort : } v = \left(\frac{1660}{12-1} \right) = 150.91 \text{ cm}^3$$

$$\text{-Volume totale } Vt = Vu + v = 1660 + 150.91 = 1810.91 \text{ cm}^3$$

2)

-La pression d'admission

$$Pad = R_c \times P_o = 1.5 \times 1013 = 1519.5 \text{ mbar}$$

- La température d'admission

$$Tad = T_o \left(\frac{Pad}{P_o} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 298 \times (1.5)^{0.286} = 334.64 \text{ K}$$

- Le débit d'air total ($\eta_v = 0.92$)

$$\dot{m}_{air} = \eta_v \times \rho_{adm} \times V_{cy} \times \left(\frac{N}{120} \right)$$

$$PV = mrT \Rightarrow P = \frac{mrT}{v} = \rho rT \Rightarrow \rho_{adm} = \left(\frac{Pad}{r \cdot Tad} \right) = \frac{1.519 \times 10^5}{287 \times 334.64} = 1.58 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{air} = 0.92 \times 1.58 \times 9960 \times \left(\frac{1500}{120} \right) \times 10^{-6} = 0.181 \text{ kg/s}$$

- Le débit de carburant

$$\rho_{adm} = \left(\frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{carburant}} \right) = \frac{\dot{m}_c}{29}, \text{ AN } \dot{m}_c = \frac{0.181}{29} = 0.0062 \text{ kg/s}$$

5)

-Puissance thermique

$$P_{th} = \dot{m}_c \times PCI \Rightarrow P_{th} = 0.0062 \times 50020 = 312.19 \text{ kw}$$

$$1 \text{ ch} = 0.736 \text{ Kw} \Rightarrow P_{th} = 312.19/0.736 = 424.17 \text{ ch}$$

- Puissance effective

$$P_{eff} = \eta_e \times P_{th} \Rightarrow P_{eff} = 0.4 \times 312.19 = 124.87 \text{ kw}$$

$$C_{eff} = \frac{P_{eff} \times 30}{N \times \pi} \Rightarrow P_{eff} = \frac{124.87 \times 30 \times 10^3}{1500 \times 3.14} = 795.35 \text{ N.m}$$

- Pression moyenne effective

$$PME = \frac{P_{eff} \times 1200}{N \times V_{cy}(l)} \Rightarrow PME = \frac{124.87(\text{kw}) \times 1200}{1500 \times 9.960(l)} = 10.029 \text{ bar}$$

- Cconsommation spécifique

$$C_{SE} = \frac{3600}{\eta_g \cdot PCI} \Rightarrow C_{SE} = \frac{3600}{0.4 \times 50020} = 0.18 \text{ kg/kwh}$$

V_{cyl}		9.96 [l]
L	Course	142 [mm]
D	Alésage	122mm
ε	Rapport volumétrique	12/1
l	Longueur de bielle	228 [mm]
λ	Rapport manivelle/bielle	0.311
V_o	Volume mort	150.91[cm ²]
Vu	Volume unitaire	1660[cm ²]
Vt	Volume total	1810.91[cm ²]

$$\text{En peut calculer aussi par la formule } C_{SE} = \frac{\dot{m}_c \times 3600}{P_{eff}}$$

Calculer les grandeurs suivantes, sachant que le rendement organique est de 0.90.

Rendement indiqué du moteur η_i , Puissance indiquée P_{in} , Pression moyenne indiquée PMI

Consommation spécifique indiquée : C_{SI}

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_{org}} = \frac{0.4}{0.9} = 44.4\%$$

$$P_{in} = \eta_i \times P_{th} = 0.44 \times 312.19 = 138.75 \text{ kw}$$

$$PMI = \frac{P_i \times 1200}{N \times V_{cy}(l)} = \frac{138.75(kw) \times 1200}{1500 \times 9.96(l)} = 11.14 \text{ bar}$$

$$C_{SI} = \frac{3600}{\eta_i \cdot PCI} = \frac{3600}{0.44 \times 50020} = 0.163 \text{ kg/kwh}$$

Remarque : le rapport entre la PME et la PMI donne bien évidemment le rendement organique du moteur

$$\eta_{org} = \frac{PME}{PMI} = \frac{10.02}{11.14} = 90\%$$

Chapitre III. Suralimentation des MCI par turbocompresseur

III.1 Fonctionnement d'un Turbo

Un turbocompresseur est composé de deux "hélices" reliées entre elles (une turbine et un compresseur). Le principe du turbo est le suivant, les gaz d'échappement rejetés par le moteur font tourner une turbine (en rouge sur le schéma). Cette turbine est reliée par un axe à une deuxième hélice (en bleue) qui aura comme rôle d'envoyer une grande masse d'air vers l'admission (l'air qui s'accumule finit par se compresser, d'où le nom de turbocompresseur). Cet air compressé sera envoyé dans le moteur augmentant alors l'apport d'oxygène (qui est d'environ 20% de l'air au passage) dans la chambre de combustion, favorisant ainsi la puissance (plus il y a d'air, plus on peut mettre de carburant).

La pression peut être réglée par l'électronique via la wastegate, voir plus bas pour plus de détails



Fig.III.1 : coupe d'un Turbo[3]



Fig.III.2 : Rôle de turbocompresseur

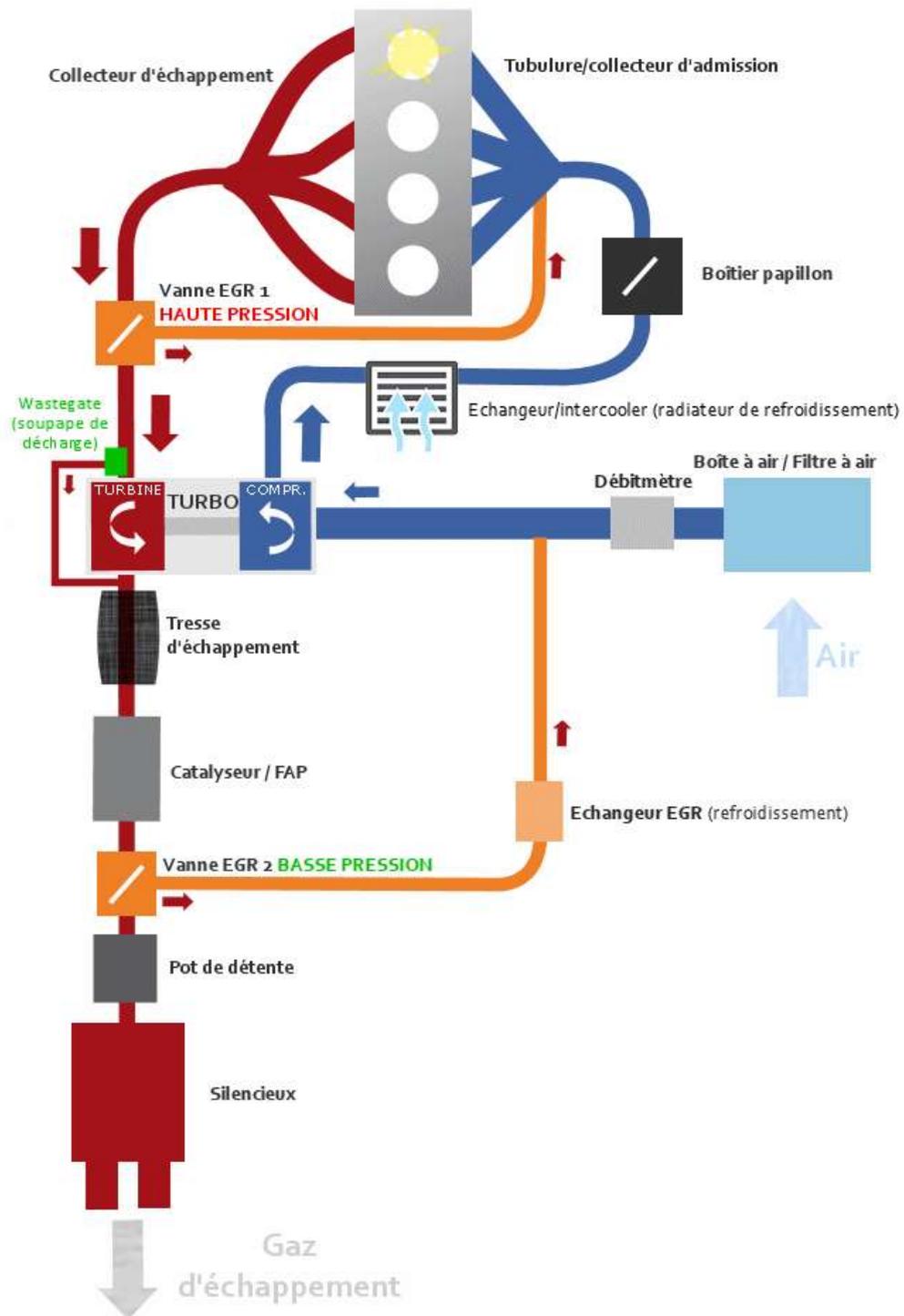


Fig. III. 3 : Positionnement d'un turbocompresseur

À noter que si un moteur peut atteindre quelques milliers de tours/minute (voir votre compte tours), la turbine d'un turbo peut dépasser sans problème 200 000 tours par minute ! Ce qui représente une fréquence très importante, montrant ainsi les contraintes que peuvent

subir les ailettes et roulements ... Ailettes qui peuvent être mobiles, ce que l'on appelle alors turbo à géométrie variable.

III.2 Objectif du turbo

Il est très simple, et son appellation nous donne la réponse : suralimentation. C'est donc un organe destiné à booster les moteurs, à savoir pouvoir les gaver encore plus en air et en carburant. Car si on est normalement limité à la cylindrée et la pression atmosphérique (sur d'autres planètes, on pourrait avoir des moteurs atmosphériques qui ont plus de 1 bar de pression à l'admission en pleine charge : papillon totalement ouvert), ce n'est plus la cas si on peut forcer plus d'air à y entrer (accroître la pression donc).

On peut alors obtenir bien plus de puissance pour une même cylindrée. Et un moteur de 1.5 litres peut alors pouvoir engloutir autant d'air et de carburant qu'un 2.5 ! Cela permet donc de vendre des moteurs plus petits qu'avant tout en proposant des puissances identiques, voire même supérieures.

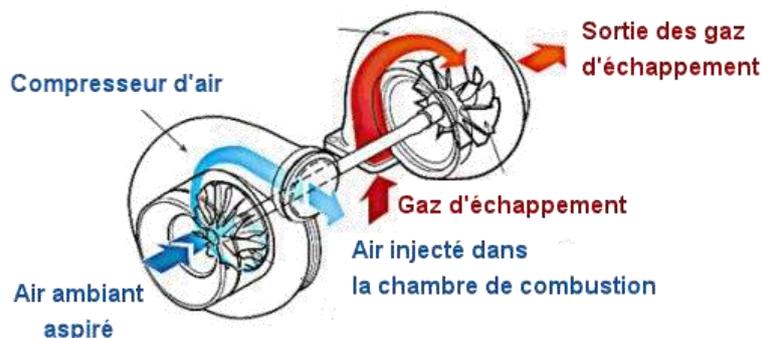


Fig.III .4 : Schéma de principe Turbocompresseur

Comme à bas régime le turbo ne fonctionne quasiment pas, on se retrouve avec un moteur plus sobre en conduite calme (qui consomme comme un petit moteur), et c'est tout l'avantage de la suralimentation aujourd'hui : limiter la casse côté malus en proposant des moteurs qui se débrouillent bien aux cycles d'homologation WLTP. En revanche, dès qu'on tire dessus, notre petit 1.5 pas trop glouton devient un 2.5 très vorace ! Voilà pourquoi la différence entre consommations officielles (NEDC / WLTP) est si importante avec les moteurs turbo. Car dans la réalité, personne ne se limite à la plage basse (régime) d'utilisation du moteur : trop creux et désagréable donc. C'est d'autant plus accentué sur les moteurs essence, les diesels étant bien moins traitres grâce à leur couple important dès les bas régime (qui n'incite donc pas à aller plus loin dans les tours).

III.3 Lubrification du turbo

Le turbo doit être lubrifié au niveau de son axe central. Et comme un roulement à billes ne suffit pas pour résister à de telles régimes (plus de 100 000 t/min), il faut utiliser un palier. Un palier doit continuellement être alimenté en huile pour qu'il fonctionne, et ici on utilisera celle du moteur.

III.4 Intercooler / échangeur

Pour accroître les capacités du turbo (et plus largement l'admission d'air), il faut refroidir l'air comprimé. En effet, il faut savoir que tout gaz que l'on comprime gagne en température (c'est même le principe de base de la climatisation), c'est un phénomène physique élémentaire.

En comprimant l'air, le turbo finit par le chauffer, envoyer de l'air chaud (donc dilaté) dans le moteur n'est pas idéal (plus l'air est froid moins il prend de place, on peut donc mettre plus d'air froid dans un même volume que d'air chaud). Pour pallier à cela, on utilise l'intercooler (changeur thermique) qui permet de refroidir l'air comprimé par le turbo avant de l'envoyer dans les chambres de combustion. On peut donc gaver encore plus le moteur.

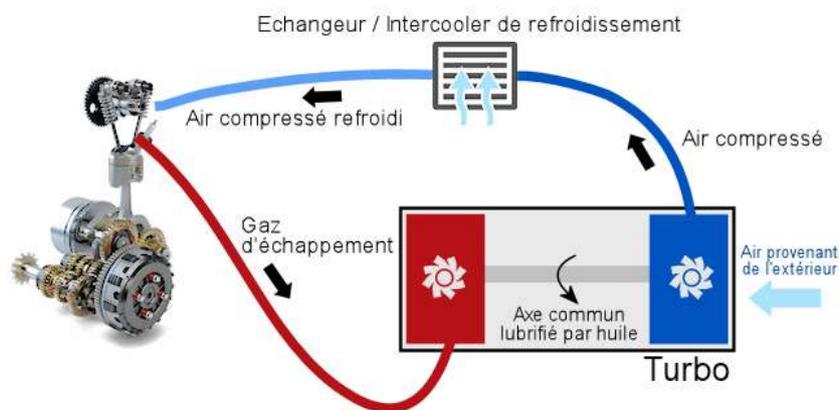


Fig.III .5 : l'intercooler qui permet de refroidir l'air comprimé par le turbo

Pour éviter qu'il y ait une surpression à l'admission (qui peut endommager moteur et turbo), les ingénieurs ont installé un système qui permet de limiter cette dernière, cela s'appelle la Wastegate. Son rôle est donc d'évacuer toute pression excédentaire de celle tolérée par le circuit de suralimentation. Sachez qu'il peut être directement intégré au turbo ou alors être séparé de celui-ci, mais la disposition différente ne change pas son principe.

De plus, c'est l'électronique qui commande cette dernière par le biais d'une électrovanne sur les voitures plus modernes (la simple pression dans l'admission sert à commander les plus anciennes). On peut donc modifier le comportement de celui-ci (accepter plus ou moins de pression) pour obtenir plus de puissance, ce que l'on appelle généralement un paramétrage de la cartographie moteur (le réglage de la pression est l'un des paramètres, comme la pression à l'injection).



Fig.III .6 : turbo connecté au collecteur avec en bas à gauche la commande pneumatique de wastegate

III.5 Différences entre moteur atmosphérique et moteur suralimenté par Turbo

Un moteur atmosphérique peut être vu comme un moteur "standard", c'est à dire qu'il respire naturellement l'air extérieur grâce aux va-et-vient des pistons qui fonctionnent alors ici comme des pompes aspirantes.

Un moteur suralimenté bénéficie quant à lui d'un système additif permettant d'envoyer encore plus d'air dans le moteur. Donc en plus d'aspirer de l'air par le mouvement des pistons, on en ajoute encore par le biais d'un compresseur. Deux types existent :

Entrainé par l'énergie du moteur = compresseur - Supercharger

Entrainé par les gaz d'échappement = turbocompresseur.

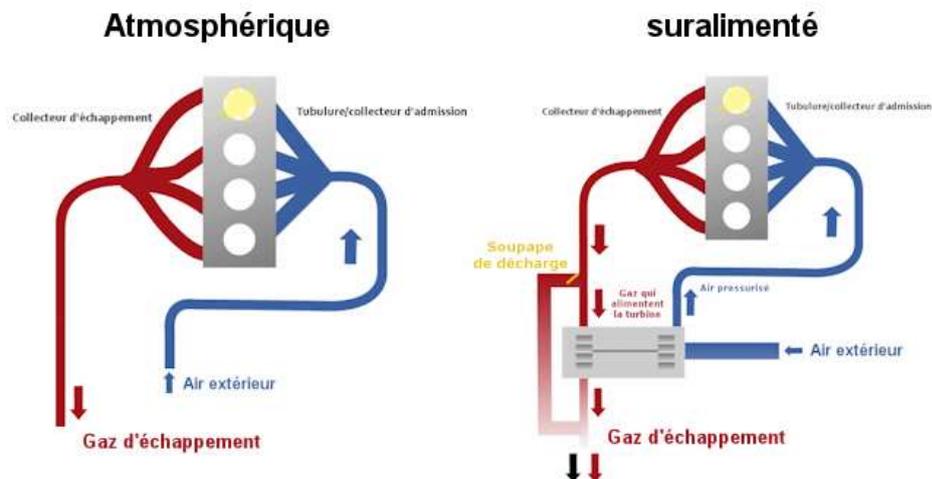


Fig.III .7 : Un moteur suralimenté permettant d'envoyer encore plus d'air dans le moteur

Premier constat, un moteur turbo a potentiellement plus de puissance. En effet, la puissance découle directement de la combustion dans les cylindres, plus elle est importante plus le cylindre "bouge fort" et donc plus la voiture est puissante. Avec un turbo, on peut caser plus d'air dans les cylindres que sans. Et comme on arrive à envoyer plus de comburant (l'air, et surtout la petite portion d'oxygène qui s'y trouve) on peut alors envoyer plus de carburant. On a donc plus d'énergie à brûler pour un cycle, on a donc plus de puissance. Le terme suralimentation est d'ailleurs très parlant, on gave littéralement le moteur d'air et de carburant, on en "bourre" un maximum dans les cylindres

Plus on a de pièces dans un moteur plus il y a de risques de pannes ... Et ici on est gâté car le turbo est à la fois une pièce sensible (ailettes fragiles et palier qui doit être lubrifié) et une pièce qui subit d'énormes contraintes (centaines de milliers de tours par minute !) ... Par-dessus cela, il peut même tuer un moteur diesel par emballement : il fuit au niveau du palier lubrifié, cette huile est aspirée dans le moteur et brûle dans ce dernier. Et comme il n'y a pas d'allumage commandé sur les diesels on ne peut pas couper le moteur ! Il n'y a plus qu'à voir sa voiture mourir en surrégime et dans un panache de fumée).

IV. EXERCICES

EXO 1

Soit le cycle idéal à volume constant (cycle OTTO)

Les grandeurs thermodynamiques au point 1 sont exprimées par : P, V_1, T_1

L'apport de chaleur Q_{comb} peut être exprimé par

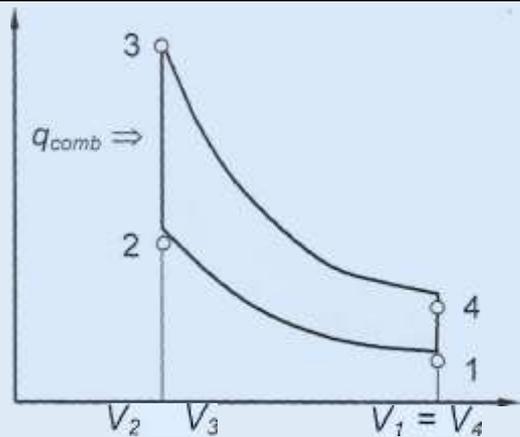
un paramètre adimensionnel: $\delta = \frac{Q_{comb}}{c_v \cdot T_1}$

Le rapport volumétrique est donné par $\epsilon = V_1/V_2$

Exprimer l'état thermodynamique des points 2,3 et 4 du cycle ci-dessus en fonction des conditions de l'état 1 et des constantes ϵ et δ .

$P_{2,3,4} = f(P_1, \epsilon, \delta)$, $T_{2,3,4} = f(T_1, \epsilon, \delta)$, $V_{2,3,4} = f(V_1, \epsilon, \delta)$

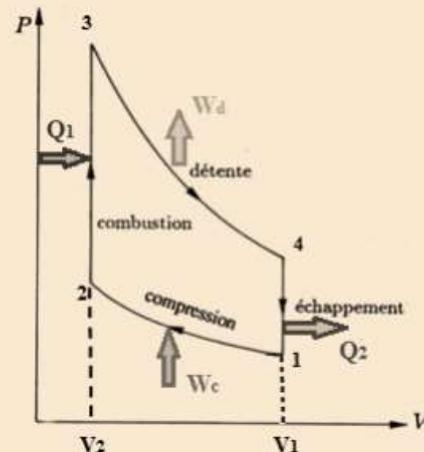
À partir des relations obtenues à la question 1 et du 1er principe thermodynamique, retrouver le rendement en fonction de ϵ et constante isentropique (γ).



EXO 2

Le cylindre d'un moteur, suivant un cycle OTTO, à un diamètre de $d=50$ mm et la course du piston est de $C=80$ mm. Le volume de l'espace mort est de $V_0 = 20$ cm³. Pour un cycle standard à air dont $\gamma = 1,4$ calculer:

- 1- Le volume total du cylindre
- 2- Le taux de compression volumétrique ϵ
- 3- Le taux de compression (taux de pression) ϵ pour une compression adiabatique
- 4- Le rendement thermique de ce cycle



SOLUTION

1- Cycle Otto sur le diagramme P-V Le volume balayé par le déplacement du piston du PMB au PMH est, $V_u = V_1 - V_2 = C \cdot \pi \cdot d^2 / 4 = 80 \times 3.14 \times 50^2 / 4 = 157000$ mm³ = 157 cm³

Le volume total du cylindre est donc égal à la somme du volume balayé (V_u) et du volume mort (V_2), $V_1 = V_u + V_2 = 157 + 20 = 177$ cm³

2- Le taux de compression volumétrique est, $\epsilon = V_1 / V_2 = 177 / 20 = 8.85$

3- Le taux de compression (taux de pression) est, pour une compression adiabatique

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \frac{V_1^\gamma}{V_2^\gamma} = (177 / 20)^{1,4} = 21,17$$

3-Le rendement thermique de ce cycle est : $\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} = 1 - [1/(8,85)^{(1,4-1)}] = 0,582$

EXO 3: Le cylindre d'un moteur, opérant

suivant un cycle Diesel 1-2-3-4, a Le taux de compression volumétrique est, $\varepsilon = V_1 / V_2 = 8$

Pour les températures minimale $T_1 = 20^\circ\text{C}$ et maximale $T_3 = 2000^\circ\text{C}$ et $P_1 = 1 \text{ bar}$ et $\gamma = 1,4$ et $r = 287 \text{ J/Kg.K}$ calculer :

1- Le taux de détente préalable (pendant la combustion)

2- Le rendement thermique de ce cycle

La température à la fin de compression avec $\varepsilon=8=\frac{V_1}{V_2}$

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \varepsilon^{\gamma-1} = 8^{1,4-1} \approx 2,3$$

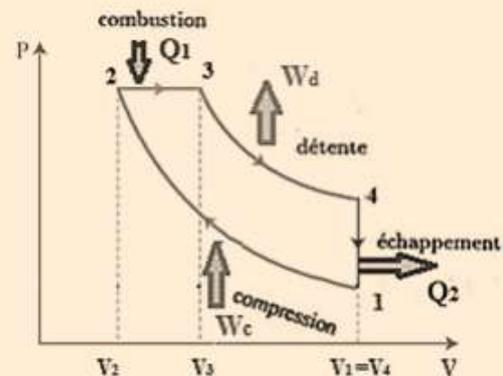
$$T_2 = T_1 \times 2,3 = (20+273) \times 2,3 \approx 673 \text{ K}$$

1- Le taux de détente préalable (pendant la combustion) est $\rho = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2}$

$$T_3/T_2 = (2000 + 273)/673 = 3,73$$

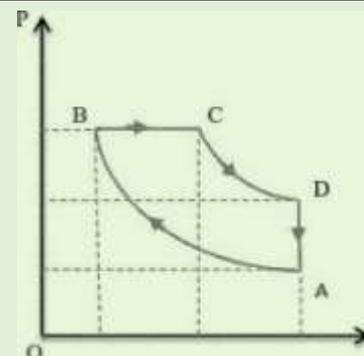
2- Le rendement thermique de ce cycle $\eta_{diesel} = 1 - \frac{1}{\gamma \cdot \varepsilon^{\gamma-1}} \left(\frac{\rho^\gamma - 1}{\rho - 1}\right)$

$$= 1 - [(3,73^{1,4} - 1) / (1,4 \times (3,73 - 1) \times 2,3)] = 0,442$$



EXO 4

De l'air à la pression $P_a = 10^5$ et la température $T_a = 20^\circ\text{C}$ est aspiré sous pression constante dans le cylindre du moteur de volume V_a , puis comprimé. La compression adiabatique réversible représentée par la tranche AB du diagramme



le *porte* à la température $T_b = 500 \text{ °C}$.

On appelle rapport volumétrique de compression $\epsilon = \frac{V_A}{V_B}$ le rapport du V_A offert à l'air à la fin de la course d'aspiration, sur volume V_B de l'espace qu'il occupe à la fin de la compression.

1- Calculer le rapport r de la pression finale atteinte P_B en supposant que le rapport des chaleurs massiques de l'air est constant. On prendra $\gamma=1,4$.

A la fin de la compression adiabatique réversible qui a amené l'air dans l'état représenté par le point B du cycle, on injecte le combustible finement pulvérisé qui s'enflamme. La proportion des gaz de combustion étant toujours très petite, on admettra que c'est pratiquement la masse d'air initiale qui évolue seule dans le moteur. La combustion s'effectue à pression constante (partie BC du cycle).

La chaleur massique molaire à pression constante de l'air est $C_p = 30 \text{ J/mol} \cdot \text{K}$. Le pouvoir calorifique du combustible rapporté à la mole du mélange gazeux après combustion, est $8 \cdot 10^{14}$ Joules.

Calculer la température T_C atteinte en fin de combustion et le rapport $\rho = \frac{V_C}{V_B}$ des volumes à la fin et au départ de la combustion.

EXO 5

Un cycle d'Otto avec un taux de compression ($\epsilon=10,5$) commence sa compression à $P_1=90$ kPa et à $T_1=35^\circ\text{C}$. La température maximale du cycle est de 1000°C . En utilisant les hypothèses de la norme de l'air, déterminez le rendement thermique de ce cycle en utilisant

(a) des chaleurs spécifiques constantes à température ambiante et (b) des chaleurs spécifiques variables.

Réponses : (a) 61,0 %, (b) 57,7 %.

EXO 6

Un cycle diesel a un taux de compression de $\epsilon=20$ et commence sa compression à 89 KPa et 7C . La température maximale du cycle est de 982°C . En utilisant les hypothèses de la norme de l'air, déterminez l'efficacité thermique de ce cycle en utilisant (a) des chaleurs spécifiques constantes à température ambiante et (b) des chaleurs spécifiques variables.

EXO 7

Un moteur à allumage par étincelle à quatre cylindres et quatre temps fonctionne selon le cycle d'Otto idéal avec un taux de compression de $\epsilon=11$ et un volume de déplacement total de 1,8 litre. L'air est à 90 kPa et 50°C au début du processus de compression. L'apport de chaleur est de 1,5 kJ par cycle et par cylindre. En tenant compte de la variation des chaleurs spécifiques de l'air en fonction de la température, déterminé

- (a) la température et de la pression maximales qui se produisent pendant le cycle,
- (b) du travail net par cycle par cylindre et de l'efficacité thermique du cycle,
- (c) de la pression effective moyenne, et
- (d) de la puissance de sortie pour un régime moteur de 3000 tr/min.

EXO 8

Un moteur quatre cylindres à allumage par étincelle a un taux de compression de $\epsilon=10,5$. et chaque cylindre a un volume maximal de 0,4 l. Au début du processus de compression, l'air est à 98 kPa et 37°C. La température maximale du cycle est de 2100K. En supposant que le moteur fonctionne selon le cycle d'Otto idéal, déterminez

- (a) la quantité de chaleur fournie par cylindre,
 - (b) le rendement thermique, et
 - (c) le nombre de tours par minute nécessaires pour obtenir une puissance nette de 45 kW.
- Supposez des chaleurs spécifiques variables chaleurs spécifiques de l'air

EXO 9

Un carburant hydrocarbure typique produit 43 000 kJ/kg de chaleur lorsqu'il est utilisé dans un moteur à allumage commandé. Déterminez le taux de compression requis pour qu'un cycle d'Otto idéal puisse utiliser 0,039 gramme de carburant pour produire 1 kJ de travail. Utilisez des chaleurs spécifiques constantes à température ambiante.

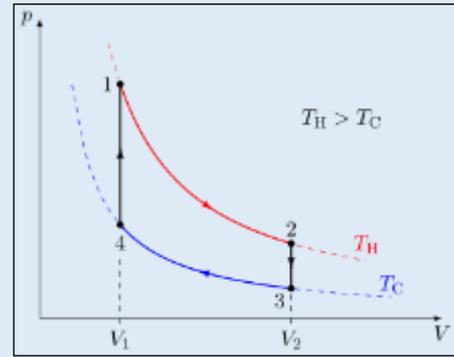
Réponse : 9.66

EXO 10

Considérons un cycle de Stirling idéal utilisant l'air comme fluide moteur. L'air est à 400 K et 200 kPa au début du processus de compression isotherme, et de la chaleur est fournie à l'air à partir d'une source à 1800 K à raison de

750 kJ/kg. Déterminez (a) la pression maximale dans le cycle et (b) le travail net fourni par unité de masse d'air.

Réponses : (a) 3844 kPa, (b) 583 kJ/kg

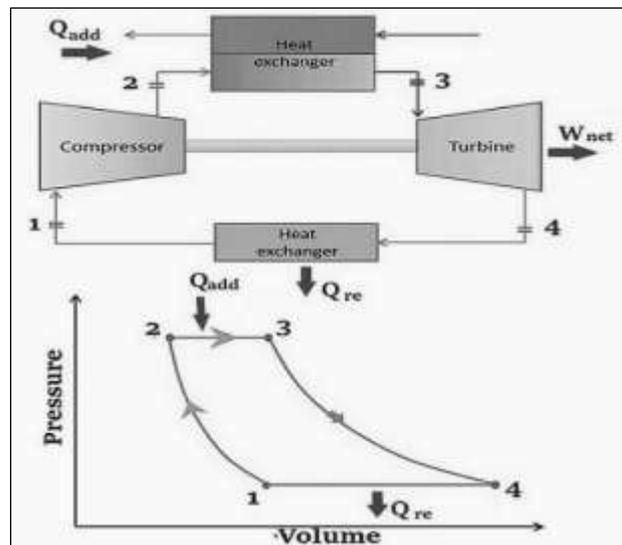


EXO 11

Considérons un cycle de Brayton idéal simple dont le fluide de travail est l'air. Le rapport de pression du cycle est de 6, et les températures minimale et maximale sont de 300 et 1300 K, respectivement. Maintenant, le rapport de pression est doublé sans changer les températures minimale et maximale du cycle.

Déterminez le changement dans (a) le travail net fourni par unité de masse et (b) l'efficacité thermique du cycle suite à cette modification. Supposez des chaleurs spécifiques variables pour l'air.

Réponses : (a) 41,5 kJ/kg, (b) 10,6 %.



EXO 12

Un cycle standard d'air à chaleurs spécifiques constantes est exécuté dans un système piston-cylindre fermé et se compose des trois processus suivants :

1-2 Addition de chaleur à volume constant

2-3 Détente isentropique avec un rapport de détente $r = V_3/V_2$

3-1 Rejet de chaleur à pression constante

(a) Esquissez les diagrammes P-v et T-s de ce cycle.

(b) Obtenez une expression pour le rapport de travail en retour en fonction de k et r.

(c) Exprimez le rendement thermique du cycle en fonction de k et de r.

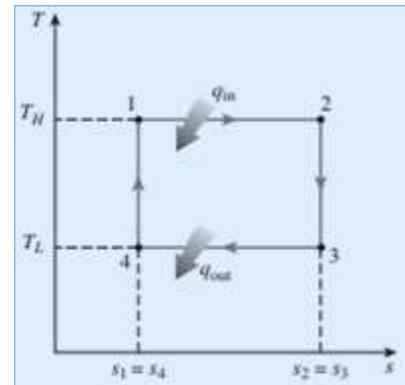
(d) Déterminez la valeur du travail en retour et de l'efficacité lorsque r atteint l'unité. Que signifient vos résultats concernant le travail net effectué par le cycle ?

EXO 13

Dérivation du rendement du cycle de Carnot

Montrer que le rendement thermique d'un cycle de Carnot fonctionnant entre les limites de température T_H et T_L est uniquement fonction de ces deux températures et est donné par l'équation 9-2.

SOLUTION On veut montrer que le rendement d'un cycle de Carnot dépend uniquement des températures de la source et du puits. Analyse Le diagramme T-s d'un cycle de Carnot est redessiné à la Fig. 9-7. Les quatre processus qui composent le cycle de Carnot sont réversibles, et la zone située sous chaque



courbe de processus représente donc le transfert de chaleur pour ce processus. La chaleur est transférée au système pendant le processus 1-2 et rejetée pendant le processus

3-4. Par conséquent, la quantité de chaleur entrante et sortante pour le cycle peut être exprimée comme suit

$q_{in} = T_H(s_2 - s_1)$ et $q_{out} = T_L(s_3 - s_4) = T_L(s_2 - s_1)$ puisque les processus 2-3 et 4-1 sont isentropiques, et donc $s_2 - s_3$ et $s_4 - s_1$. En les substituant dans l'équation 9-1, nous voyons que le rendement thermique d'un cycle de Carnot est de

$$\eta = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_L(s_2 - s_1)}{T_H(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Rappel

La pression effective moyenne peut être utilisée comme paramètre pour comparer les performances de moteurs alternatifs de taille égale. Le moteur ayant une valeur de PEM plus élevée fournit plus de travail net par cycle et est donc plus performant. Les moteurs alternatifs sont classés en moteurs à allumage par étincelle (SI) ou en moteurs à allumage par compression (CI), selon la manière dont le processus de combustion dans le cylindre est initié. Dans les moteurs à allumage commandé, la combustion du mélange air-carburant est déclenchée par une bougie d'allumage. Dans les moteurs à allumage par compression, le mélange air-carburant est auto-allumé par la compression du mélange au-dessus de sa température d'auto-allumage.

$W_{net} = P_{ME} \times \text{surface de piston} \times \text{course}$

$P_{ME} = W_{net} / (V_{max} - V_{min})$

Exo 14

Un cycle d'Otto idéal a un taux de compression de 8. Au début du processus de compression, l'air est à 100 kPa et 17°C, et 800 kJ/kg de chaleur sont transférés à l'air pendant le processus d'ajout de chaleur à volume constant. En tenant compte de la variation des chaleurs spécifiques de l'air avec la température, déterminez (a) la température et la pression maximales qui se produisent pendant le cycle, (b) le travail net produit, (c) l'efficacité thermique, et (d) la pression effective moyenne pour le cycle. (e) Déterminez également la puissance produite par le cycle, en kW, pour un régime moteur de 1400 tr/min. Ce cycle fonctionne sur un moteur qui a quatre cylindres à un volume total de 1,6 L.

SOLUTION

On considère un cycle d'Otto idéal. La température et la pression maximale, le travail net fourni, l'efficacité thermique et la pression effective moyenne doivent être

déterminés. Hypothèses

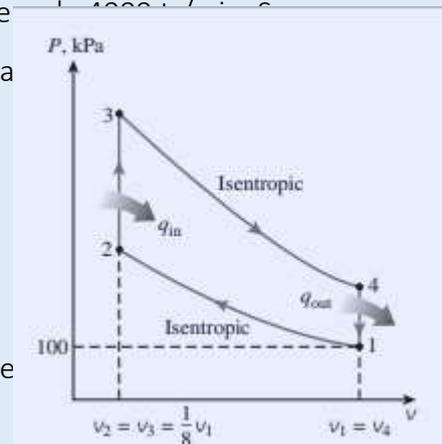
- 1- Les hypothèses standard de l'air sont applicables.
 - 2 -Les changements d'énergie cinétique et potentielle sont négligeables.
 - 3- La variation des chaleurs spécifiques avec la température doit être prise en compte.
- Analyse Le diagramme P-v du cycle d'Otto idéal décrit est illustré à la Fig. 1.

On constate que l'air contenu dans le cylindre forme un système fermé.

(a) La température et la pression maximales dans un cycle d'Otto se produisent à la fin du processus d'ajout de chaleur à volume constant (état 3). Mais nous devons d'abord déterminer la température et la pression de l'air à la fin du processus de compression isentropique (état 2), en utilisant les données du tableau A-3

$$T_1 = 290 \text{ K} \rightarrow u_1 = 206.91 \text{ kJ/kg}$$

$$v_{r1} = 676.1$$



$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{r} \rightarrow v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{676.1}{8} = 84.51 \rightarrow T_2 = 652.4 \text{ K}$$

$$u_2 = 475.11 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_1 v_1}{T_1} \rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \left(\frac{v_1}{v_2} \right)$$

$$= (100 \text{ kPa}) \left(\frac{652.4 \text{ K}}{290 \text{ K}} \right) (8) = 1799.7 \text{ kPa}$$

Processus 1-2 (compression isentropique d'un gaz idéal) :

$$q_{in} = u_3 - u_2$$

$$800 \text{ kJ/kg} = u_3 - 475.11 \text{ kJ/kg}$$

$$u_3 = 1275.11 \text{ kJ/kg} \rightarrow T_3 = 1575.1 \text{ K}$$

$$v_{r3} = 6.108$$

$$\frac{P_3 v_3}{T_3} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \rightarrow P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \left(\frac{v_2}{v_3} \right)$$

$$= (1.7997 \text{ MPa}) \left(\frac{1575.1 \text{ K}}{652.4 \text{ K}} \right) (1) = 4.345 \text{ MPa}$$

(b) Le travail net produit par le cycle est déterminé soit en trouvant le travail limite ($P \, dv$) impliqué dans chaque processus par intégration et en additionnant les résultats de chaque processus. travail limite ($P \, dv$) impliqué dans chaque processus par intégration et en les ajoutant par intégration et en les additionnant, soit en trouvant le transfert net de chaleur qui équivaut au travail net effectué au cours du cycle. Nous adoptons cette dernière approche. Cependant, nous devons d'abord trouver l'énergie interne de l'air à l'état 4 :

Processus 3-4 (expansion isentropique d'un gaz idéal)

(c) Le rendement thermique du cycle est déterminé à partir de sa définition :

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{800 \text{ kJ/kg}} = 0.523 \text{ or } 52.3\%$$

Dans l'hypothèse d'un air froid standard (valeurs de chaleur spécifique constantes à température ambiante), l'efficacité thermique serait (Eq. 9-8)

$$\eta_{th, \text{Ours}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} = 1 - r^{1-k} = 1 - (8)^{1-1.4} = 0.565 \text{ or } 56.5\%$$

Ce qui est considérablement différent de la valeur obtenue ci-dessus. Il convient donc d'être prudent dans l'utilisation de l'hypothèse standard de l'air froid.

(d) La pression effective moyenne est déterminée à partir de sa définition, Eq. 9-4.

$$\text{MEP} = \frac{w_{\text{net}}}{v_1 - v_2} = \frac{w_{\text{net}}}{v_1 - v_1/r} = \frac{w_{\text{net}}}{v_1(1 - 1/r)}$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(290 \text{ K})}{100 \text{ kPa}} = 0.8323 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{MEP} = \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{(0.8323 \text{ m}^3/\text{kg})(1 - \frac{1}{8})} \left(\frac{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3}{1 \text{ kJ}} \right) = 574 \text{ kPa}$$

(e) La masse d'air totale prise par les quatre cylindres lorsqu'ils sont chargés est de

$$m = \frac{V_d}{v_1} = \frac{0.0016 \text{ m}^3}{0.8323 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0.001922 \text{ kg}$$

Le travail net produit par le cycle est

$$W_{\text{net}} = mw_{\text{net}} = (0.001922 \text{ kg})(418.17 \text{ kJ/kg}) = 0.8037 \text{ kJ}$$

C'est-à-dire que le travail net produit par cycle thermodynamique est de 0,8037 kJ/cycle.

Sachant qu'il y a deux révolutions par cycle thermodynamique ($n_{\text{rev}} : 2 \text{ tours/cycle}$) dans un moteur à quatre temps (ou dans le cycle d'Otto idéal comprenant les temps d'admission et d'échappement), la puissance produite par le moteur est déterminée à partir de

$$\dot{W}_{\text{net}} = \frac{W_{\text{net}} \dot{n}}{n_{\text{rev}}} = \frac{(0.8037 \text{ kJ/cycle})(4000 \text{ rev/min}) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{2 \text{ rev/cycle}} = 26.8 \text{ kW}$$

Discussion Si nous analysons un moteur à deux temps fonctionnant sur un cycle d'Otto idéal avec les mêmes valeurs, la puissance produite par le moteur est déterminé par la formule suivante

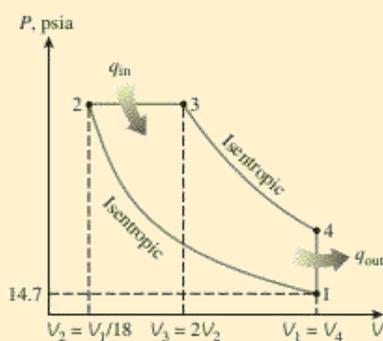
$$\dot{W}_{\text{net}} = \frac{W_{\text{net}} \dot{n}}{n_{\text{rev}}} = \frac{(0.8037 \text{ kJ/cycle})(4000 \text{ rev/min}) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)}{1 \text{ rev/cycle}} = 53.6 \text{ kW}$$

Notez qu'il y a une révolution dans un cycle thermodynamique dans les moteurs à deux temps.

Exo 15

Un cycle diesel idéal avec de l'air comme fluide de travail à un taux de compression de 18 et un taux de coupure (Le rapport volumétrique du a la combustion isobare) de 2. Au début du processus de compression, le fluide de travail est à 101 Kpa, 27°C et 297.18 Cm³. En utilisant les hypothèses standard de l'air froid, déterminez

(a) la température et la pression de l'air à la fin de chaque processus,



(b) le travail net produit et l'efficacité thermique, et

(c) la pression effective moyenne.

SOLUTION

On considère un cycle Diesel idéal. La température et la pression de l'air à la fin de chaque processus, le rendement net, l'efficacité thermique et la pression effective moyenne doivent être déterminées.

Hypothèses

1- Les hypothèses de la norme de l'air froid sont applicables et on peut donc supposer que l'air a des chaleurs spécifiques constantes à température ambiante.

2- Les changements d'énergie cinétique et potentielle sont négligeables.

Propriétés La constante des gaz de l'air est donnée : $C_p = 0,244 \text{ kcal/kg. deg}$; $C_v = 0,175 \text{ kcal/kg. deg}$; $\gamma = 1,4$; $R = 287,1 \text{ J/kg. deg}$ (tableau A-3).

Analyse Le diagramme P-V du cycle Diesel idéal décrit est illustré à la Fig. 2 ;

On note que l'air contenu dans le cylindre forme un système fermé.

(a) Les valeurs de température et de pression à la fin de chaque processus peuvent être déterminées en utilisant les relations isentropiques du gaz idéal pour les processus 1-2 et 3-4. Mais d'abord, nous déterminons les volumes à la fin de chaque processus à partir des définitions du taux de compression et du taux de coupure.

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \Rightarrow V_2 = \frac{297.18}{18} = 16.51 \text{ cm}^3$$

$$\rho = \frac{V_3}{V_2} \Rightarrow V_3 = \rho V_2 = 2 \times 16.51 = 33.02 \text{ cm}^3$$

$$\text{Avec } V_1 = V_4 = 297.18 \text{ cm}^3$$

Processus 1-2 (compression isentropique d'un gaz idéal, chaleurs spécifiques constantes)

$$\frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\gamma-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \times \varepsilon^{\gamma-1} = 953 \text{ k}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \varepsilon^\gamma \Rightarrow P_2 = 5797.7 \text{ kpa}$$

Procédé 2-3 (ajout de chaleur à pression constante à un gaz idéal)

$$P_3 = P_2 = 5797.7 \text{ kpa}$$

$$\begin{cases} P_3 V_3 = m r T_3 \\ P_2 V_2 = m r T_2 \end{cases} \Rightarrow T_3 = T_2 \left(\frac{V_3}{V_2} \right) = T_2 (\rho) = 953 \times 2 = 1906 \text{ k}$$

Processus 3-4 (expansion isentropique d'un gaz idéal, chaleurs spécifiques constantes) :

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} = 1906 \times \left(\frac{33.02}{297.18} \right)^{0.4} = 841.58 \text{ k}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^\gamma = 5797.7 \times \left(\frac{33.02}{297.18} \right)^{1.4} = 267.52 \text{ kpa}$$

(b) Le travail net d'un cycle est équivalent au transfert net de chaleur. Mais d'abord nous trouvons la masse d'air :

$$m = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = 0.002259 \text{ kg}$$

Le processus 2-3 est un processus d'ajout de chaleur à pression constante, pour lequel le travail limite et les termes Du peuvent être combinés en Δh . Ainsi,

$$Q_{in} = m(h_3 - h_2) = mC_p(h_3 - h_2) = 2163.92 \text{ J}$$

Le processus 4-1 est un processus de rejet de chaleur à volume constant (il n'implique aucune interaction de travail). interactions), et la quantité de chaleur rejetée est

$$Q_{out} = m(u_4 - u_1) = mC_v(T_4 - T_1) = 795.5 \text{ J}$$

$$W_{net} = (Q_{in} - Q_{out}) = 1368.4 \text{ J}$$

Le rendement thermique

$$\eta_{otto} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{1368.4}{2163.92} = 0.632 = 63.2\%$$

L'efficacité thermique de ce cycle Diesel dans les hypothèses de l'air froid standard peut également être déterminée à partir de l'équation :

$$\eta_{otto} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$$

(c) La pression effective moyenne est déterminée à partir de sa définition,

$$PME = \frac{W_{net}}{V_1 - V_2} = 758 \text{ kPa}$$

Discussion Notez qu'une pression constante de 758 KPa pendant la course motrice produirait le même rendement net que l'ensemble du cycle diesel.

Chapitre IV : Modélisation de la combustion dans les moteurs thermiques

IV.1 Introduction :

Différents types de modèles mathématiques permettent de simuler le fonctionnement des moteurs à combustion interne, qu'ils soient à allumage commandé ou à allumage par compression. Ces modèles peuvent être regroupés au sein de deux catégories principales : les modèles orientés commande et les modèles physiques (figure 1).

(a) Les modèles orientés commande : décrivent le moteur sous la forme d'un système de type entrées/sorties.

(b) Les modèles physiques [2] représentent les phénomènes qui se produisent dans les moteurs du point de vue soit de la mécanique des fluides, soit de la thermodynamique. Au sein de ces modèles, il faut d'abord distinguer les modèles dimensionnels basés sur les équations de Navier-Stokes et l'équation de la conservation de l'énergie sous forme différentielle dans l'espace. À l'opposé des modèles dimensionnels, les modèles thermodynamiques basés sur les deux principes de la thermodynamique, appelés également modèles zéro-dimension car seul le temps intervient comme variable indépendante, sont largement utilisés.

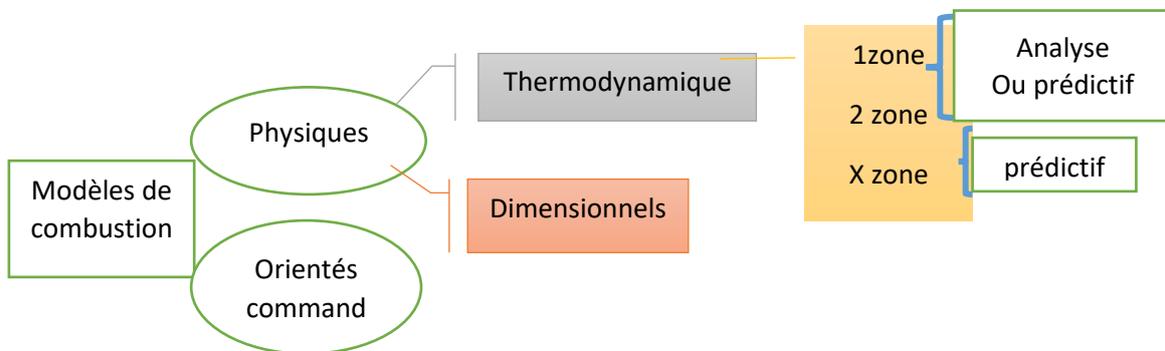
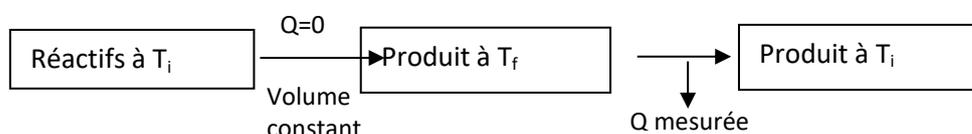


Fig. IV.1 : Modèles de combustion

IV.2 Energie interne de réaction, enthalpie de réaction

Si la réaction chimique se fait à volume constant et les produits de la réaction sont ramenés à la température initiale des réactifs, alors l'énergie dégagée par le système est dite énergie interne de réaction ΔU_R . Elle peut être mesurée par une bombe calorimétrique.



C'est un calorimètre à volume constant, un système fermé (pas de transfert de matière) adiabatique (pas de transfert de chaleur) qui mesure des variations et non pas des valeurs absolues d'énergie.

D'après le premier principe :

$$Q = (U_{Produits})_{T_i} - (U_{Réactifs})_{T_i} = (\Delta U)_{T_i} (< 0)$$

$$= \sum_P (n_i u_i)_{T_i} - \sum_R (n_i u_i)_{T_i} \quad (IV.1)$$

Où u_i est l'énergie interne par mole du produit i , et n_i le nombre de moles du produit i , (P : produits ; R : réactifs et T_i la température initiale).

Si la réaction chimique s'effectue à pression constant et les produits de la réaction sont ramenés à la température initiale des réactifs, alors l'énergie dégagée par le système est l'enthalpie de réaction ΔH

Elle peut être mesurée par le calorimètre à gaz

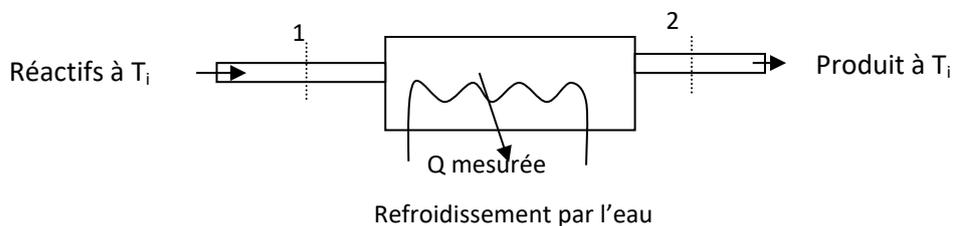


Fig. IV.2 : Calorimètre à gaz

-Pour un système ouvert :

$$H_1 + gz_1 + \frac{C_1^2}{2} + Q = H_2 + gz_2 + \frac{C_2^2}{2} + W \quad \text{kJ/kg ou kJ/kmol}$$

$$Q = H_2 - H_1 = (H_P)_{T_i} - (H_R)_{T_i} = \Delta H_{T_i}$$

$$= \sum_P (n_i h_i)_{T_i} - \sum_R (n_i h_i)_{T_i} \quad (IV.2)$$

h_i étant l'enthalpie par mole du produit, la relation entre ΔU et ΔH est comme suit :

$$\Delta H = H_p - H_R = (U_p + P_p V_p) - (U_R + P_R V_R)$$

$$= \Delta U + R_u T_i (n_p - n_R) \quad (IV.3)$$

Les espèces étant supposées être des gaz parfaits.

Dans les problèmes de combustion ΔU et ΔH sont des paramètres de base .Cependant, ce n'est pas pratique de tabuler toutes les enthalpies de réactions que peut subir un composé chimique avec d'autres substances d'où l'intérêt d'un paramètre plus fondamentale, c'est l'enthalpie de formation (et aussi l'énergie interne de formation)

IV.3.1 Généralisation du 1^{er} principe aux systèmes réactifs

-Pour un système fermé : $Q = \Delta U + W$

En présence d'une réaction chimique, la variation de l'énergie interne, des réactifs à la température T_i aux produits à la température T_f est :

$$\Delta U = (U_P)_{T_f} - (U_R)_{T_i} = [(U_P)_{T_f} - (U_P)_{298}] + [(U_P)_{298} - (U_R)_{298}] + [(U_R)_{298} - (U_R)_{T_i}] \quad (IV.4)$$

Où $(U_P)_{298} - (U_R)_{298} = \Delta U_{298}$ est l'énergie interne de réaction

-Pour un système ouvert : les réactifs à T_i et les produit à T_f

$$h_1 + gz_1 + \frac{C_1^2}{2} + Q = h_2 + gz_2 + \frac{C_2^2}{2} + W. \quad (IV.5)$$

- Si les enthalpies de formation sont données:

$$h_2 - h_1 = \sum_{prod} n_i [\Delta H_{f,298} + h(T_f) - h(298)]_i - \sum_{Réac} n_i [\Delta H_{f,298} + h(T_i) - h(298)]_i \quad (IV.6)$$

$$\text{Où } \Delta H_{R,298} = \sum_{prod} n_i [\Delta H_{f,298}]_i - \sum_{Réac} n_i [\Delta H_{f,298}]_i \quad (IV.7)$$

IV.3.2 Variation de l'entropie dans un milieu réactif

Une variation infinitésimale d'entropie s'exprime :

$$ds = \frac{dQ}{T} = \frac{du + Pdv}{T} = \frac{dh - v dP}{T} = \frac{dh}{T} - R_u \frac{dP}{P} \quad (IV.8)$$

h étant une fonction de la température, l'intégration donne

$$s = \int_0^T \frac{dh}{T} - R_u \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) + s_0 \quad (IV.9)$$

Les quantités Q, u, h, v et s sont par mole gaz.

En écrivant $s(T) = \int_0^T \frac{dh}{T}$

Alors :

$$s = s(T) - R_u \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) + s_0 \quad (\text{IV.10})$$

Il n'est pas nécessaire de définir dans ce cas « une entropie de formation » pour contourner le problème de la détermination de S_0 . En effet, d'après le 3^{ème} principe de la thermodynamique, l'entropie tend vers zéro quand la température absolue tend vers zéro.

Donc :

$$s = s(T) - R_u \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (\text{IV.11})$$

Si on prend $P_0=1$ atm par convention, alors : $s = s(T) - R_u \ln(P)$

P : pression en atmosphère, R_u constante universelle des gaz et s : entropie en kJ/mol.K

IV.4. Modèle thermodynamique à une zone

Les modèles thermodynamiques peuvent se décomposer en deux groupes : les modèles à une zone et les modèles multizones (à deux ou trois zones, voire plus). Les modèles prédictifs permettent la modélisation du fonctionnement du moteur (pression et température cylindre, puissance, rendement, éventuellement émissions polluantes) si une loi de combustion est spécifiée. Les modèles peuvent être également d'analyse ; ils permettent alors, à partir d'un diagramme expérimental de la pression dans le cylindre, d'analyser le dégagement de chaleur dû à la combustion.

Le modèle à une zone est basé sur le premier principe de la thermodynamique appliqué à la chambre de combustion du moteur. Les gaz frais et les gaz brûlés sont assimilés à un mélange homogène quelle que soit la phase du cycle. La pression et la température des gaz sont supposées être uniformes. De même, la composition est supposée homogène en tout point de la chambre de combustion. L'état des gaz est défini en termes de propriétés moyennes [3]

3.3.1 Bilans massiques et énergétiques

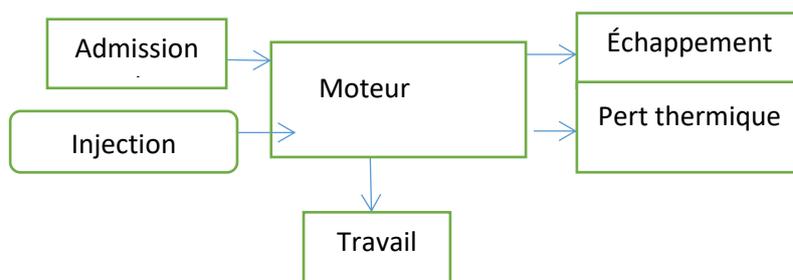


Fig. IV.3 Modélisation thermodynamique d'un moteur à combustion interne

Le nom du modèle à zone unique vient du fait que le contenu de la chambre de combustion est supposé être mélangé à tout moment de manière homogène. Ainsi, l'état thermodynamique du fluide est seulement en fonction du temps, mais il ne dépend pas de la position dans l'espace intérieur du cylindre. Avec cette hypothèse, toute la chambre de combustion peut être choisie comme volume de contrôle pour lequel les bilans massique et énergétique sont appliqués selon les formes générales données par les Eqs. 1 et 3, respectivement.

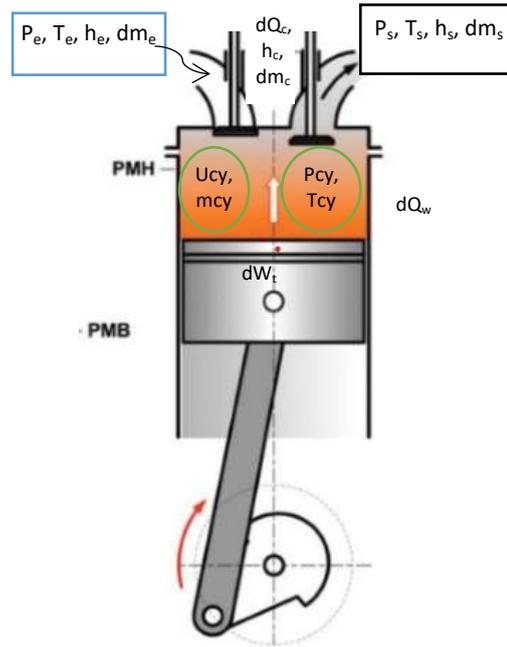


Fig. IV.4 : Modèle de cylindre à zone unique

La Fig. IV.4 montre une chambre de combustion typique d'un moteur qui est entourée par la chemise, la tête de piston, la culasse et les soupapes d'admission et d'échappement qui relie la chambre de combustion aux collecteurs. De plus, la limite du volume de contrôle ainsi que les propriétés thermodynamiques et les flux de masse et d'énergie pour établir les équations d'équilibre sont inclus. Selon le schéma représenté ci-dessus, et en considérant par convention de signe que, tous les flux massiques et énergétiques dirigés vers le système ont des valeurs **positives** et que tous les flux dirigés en dehors du système ont des valeurs **négatives**, le bilan massique de la chambre de combustion peut être écrit comme suit :

$$\frac{dU_{cyl}}{dt} = \frac{dQ_c}{dt} - \frac{dQ_p}{dt} + \frac{dW}{dt} + \frac{dm_s}{dt} h_s - \frac{dm_e}{dt} h_e + \frac{dm_c}{dt} h_c \quad (IV.12)$$

Q_p : Quantité de chaleur dissipée à travers les parois du cylindre ;

Q_c : Quantité de chaleur dégagée par le processus de combustion ;

Le modèle peut être présenté en fonction de l'angle de vilebrequin par les équations suivantes:

$$\frac{dm_{cyl}}{d\theta} = \frac{dm_s}{d\theta} - \frac{dm_e}{d\theta} + \frac{dm_c}{d\theta} \quad (IV.13)$$

$$\frac{dU_{cyl}}{d\theta} = \frac{dQ_c}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} + P_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{d\theta} + \frac{dm_c}{dt} h_c \quad (IV.14)$$

IV.4.1 Travail mécanique

Le taux de travail fourni par le système (dW/dt) peut être calculé à partir de la pression du cylindre et la variation de volume du cylindre. $\frac{dW}{d\theta} = -P \frac{dV_{cyl}}{d\theta}$

$$\text{Or } \frac{dV_{cyl}}{d\theta} = -\frac{\pi D^2 dz}{4 d\theta}$$

D : diamètre d'alésage (diamètre du piston); z : le déplacement du piston.

Pour une configuration standard du mécanisme bielle-manivelle avec des axes croisés du piston et du vilebrequin, comme illustré sur la Fig.5, les relations suivantes s'appliquent:

$$c = a \cdot \sin\theta$$

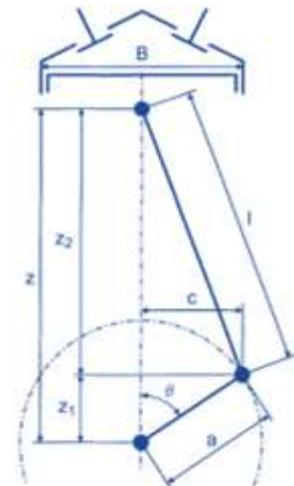
a : rayon de manivelle

$$z_1 = a \cdot \cos\theta$$

$$z_2 = \sqrt{l^2 - c^2} = \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2\theta}$$

l : la longueur de la bielle.

$$z = z_2 + z_1 = a \cdot \cos\theta + \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2\theta}$$



Ainsi, la dérivée de z par rapport à l'angle de vilebrequin θ peut être exprimée comme :

$$\frac{dz}{d\theta} = -a \cdot \cos\theta - \frac{a^2 \cdot \sin 2\theta}{2\sqrt{l^2 - a^2 \sin^2\theta}}$$

Ou θ est lié au temps par la vitesse de rotation du moteur :

$$d\theta = \omega dt = \left(\frac{2\pi n}{60}\right) dt$$

IV.4.2 Taux apparent net de dégagement de la chaleur :

Pour la solution du bilan massique et énergétique, nous avons besoin de l'équation d'état des gaz parfait : $PV = mRT$

$$\frac{dU}{d\theta} + P \frac{dV}{d\theta} = \frac{dQ_c}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} = mC_v \frac{dT}{d\theta} + P \frac{dV}{d\theta} = \frac{PV}{RT} C_v \frac{dT}{d\theta} + P \frac{dV}{d\theta}$$

En utilisant la méthode différentielle logarithmique, l'équation d'état (11) devient :

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dR}{R} + \frac{dT}{T}$$

En supposant que la masse du cylindre est constante, avec R représente la constante des gaz on obtient :

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T}$$

En remplaçant $\frac{dT}{T}$ par $\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V}$ de 13, l'équation 12 devient :

$$\frac{dQ_c}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} = \frac{PV}{RT} C_v \frac{(dP + dV)}{d\theta} + P \frac{dV}{d\theta}$$

$$\frac{dQ_c}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} = \frac{C_v}{R} V \frac{(dP)}{d\theta} + \left(1 + \frac{C_v}{R}\right) P \frac{dV}{d\theta},$$

$$\text{avec } \frac{C_p}{C_v} = \gamma, C_p - C_v = R$$

Tels que : C_p : Chaleur spécifique du fluide moteur à pression constante en [kJ/kg. K] ; C_v : Chaleur spécifique du fluide moteur à volume constant en [kJ/kg. K] ; γ : Coefficient adiabatique.

$$C_v = \frac{R}{\gamma - 1}$$

$$C_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}$$

$$\frac{dQ_c}{d\theta} - \frac{dQ_p}{d\theta} = \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{(dP)}{d\theta} + \left(\frac{\gamma R}{\gamma - 1}\right) P \frac{dV}{d\theta}$$

IV.5 Modèle de cylindre à deux zones

Dans le modèle à deux zones, le fluide est supposé être constitué de deux zones, une zone imbrûlée et une zone brûlée. Ces deux zones sont en fait deux systèmes thermodynamiques distincts avec des interactions d'énergie et de masse entre eux-mêmes et leur environnement commun. Ce modèle a acquis une certaine importance pour le calcul de la

formation de NO_x, car le taux de dégagement de chaleur est donné à l'avance. L'idée de base du modèle est schématisée sur la figure 6. La zone 2 doit contenir un mélange imbrûlé, c'est-à-dire de l'air et du carburant, qui sera désigné ci-après comme zone imbrûlée et décrit avec les quantités d'état P, V, T, n, λ

La zone 1 doit contenir du mélange brûlé, ou plus précisément du combustible incomplètement oxydé, et par la suite désignée comme zone brûlée et décrite avec les grandeurs d'état P, V, T, n, λ . Dans la zone 1, une "oxydation secondaire" se produit. Pour cela, des modèles cinétiques réactionnels sont nécessaires.

Le front de la flamme sépare ces deux zones. Il est supposé être infiniment mince et sans masse. «L'oxydation primaire» a lieu dans le front de flamme jusqu'à l'équilibre OHC, c'est-à-dire que les composants OHC, O, H, O₂, H₂, H₂O, CO, CO₂ et HO sont en équilibre chimique dans le front de la flamme

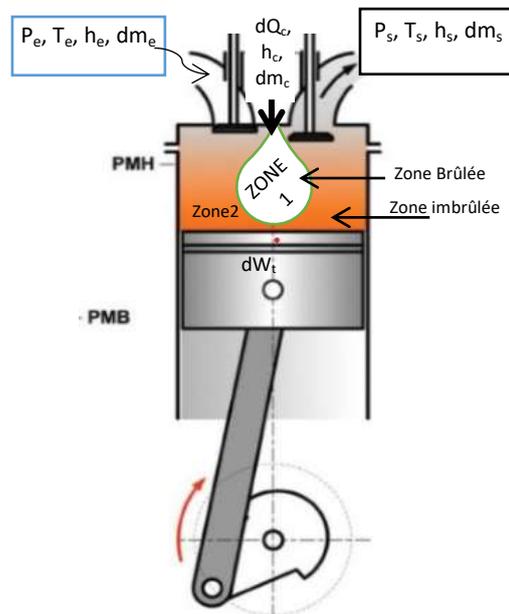


Fig.IV.5: Modèle à deux zones

Le calcul des états dans les deux zones est mis en place sur la solution du modèle zone unique de zéro dimension et repose en outre sur les conditions et les hypothèses suivantes:

- Conservation de la masse et du volume pour les deux zones ;
- Comportement idéal des gaz pour les deux zones ;
- La chaleur de combustion est totalement libérée dans la zone 1 de réaction.

La masse de combustible dans la zone 1 est donc donnée par le taux globale de dégagement de la chaleur et le pouvoir calorifique du combustible ; Le rapport d'équivalence dans la zone de réaction 1 est constant dans le temps; La différence de température entre les zones 1 et 2 a un maximum au début de la combustion et se réduit à zéro à l'ouverture de la soupape d'échappement en raison du transfert d'énergie entre les deux zones.

IV.5.1 Bilans massiques et énergétiques

Le modèle thermodynamique à deux zones exprime la conservation de la masse et de l'énergie à l'intérieur de la chambre de combustion. Afin d'écrire ces équations en fonction de l'angle de fermeture de la soupape d'admission à l'angle d'ouverture de la soupape d'échappement, certaines hypothèses simplificatrices doivent être faites. Pour commencer, la masse totale est conservée, puisqu'aucune perte par coupure n'est supposée. $\dot{m}_i + \dot{m}_b = \dot{m}_{cyl}$

Avant le début de la combustion, tout le contenu du cylindre est dans la zone 2 (imbrulée). Ensuite, la masse est soustraite de la zone 2 et ajoutée à la zone 1 (brulée) à la fois par combustion à travers le front de la flamme (FF) et par le mélange turbulent qui est supposé de subir un entraînement direct d'air non brûlé dans la zone2

L'équation de conservation de la masse pour chaque zone, peut s'écrire comme suit:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{inj} - \dot{m}_{FF} - \dot{m}_{i,b}$$

$$\dot{m}_b = \dot{m}_{FF} + \dot{m}_{i,b}$$

Le volume du cylindre est égal à la somme des volumes des deux zones brûlée et imbrulée :

$$V_i + V_b = V_{cyl}$$

Les volumes de chaque zone sont liés aux masses, températures et à la pression du cylindre par la loi des gaz parfaits:

$$P_i = P_b = P_{cyl}$$

$$P_{cyl} = \frac{m_i T_i R_i}{V_i} = \frac{m_b T_b R_b}{V_b}$$

L'équation de conservation de l'énergie pour chaque zone, peut s'écrire comme suit:

Zone imbrulée

$$\frac{dU_i}{dt} = -P \frac{dV_i}{dt} + \frac{dQ_i}{dt} + \dot{m}_i h_i$$

$$\frac{dU_b}{dt} = -P \frac{dV_b}{dt} + \frac{dQ_b}{dt} + \dot{m}_b h_b$$

IV.5.2 Transfert de chaleur

Le dégagement de la chaleur et la fraction massique brûlée sont apparents puisqu'ils sont obtenus indirectement à partir de la mesure de la pression dans le cylindre. La précision est limitée à la fois par les hypothèses des données de pression et par le modèle. Les équations correspondantes pour les deux zones imbrûlée et brûlée peuvent être écrites comme suit:

$$-Q_{p,i} - PV_i + m_i h_i = \overline{m_i u_i}$$

$$-Q_c - Q_{p,i} - PV_i + m_b h_b = \overline{m_b u_b}$$

IV.6 Modèles multizones :

Ces modèles prennent en compte un certain nombre de zones (de produits) différentes générées dans un ordre séquentiel au cours de la combustion. Comme indiqué sur la Fig.IV.6 , une zone nouvellement construite, se compose initialement des produits de combustion (à partir du front de la flamme) de telle sorte qu'ils sont caractérisés par un rapport d'équivalence stœchiométrique et une température de flamme adiabatique

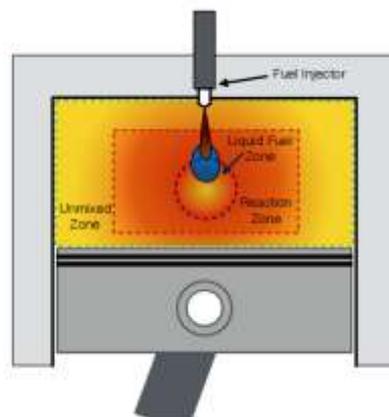


Fig. IV.6 : Modèles multizone

Un système de N zones (Fig. IV.5 a un volume, pression et une masse (V,P et m). Le changement de volume du système et le transfert de masse de la zone i à la zone dV et dm_{i,j} sont supposés connus, et la masse d'une zone peut être facilement déterminée en intégrant les flux massiques entrant et sortant de la zone. L'évolution des quantités restantes (P, V_i et T_i, i = 1,2, ... , d) est inconnue et reste à déterminer.

Hypothèses supplémentaires du modèle multizone:

- Le volume du cylindre est divisé en un nombre prédéterminé de zones ;
- Chaque zone à son propre volume, température et masse (V_i , T_i , m_i pour la zone i) et composition de gaz;
- La pression dans chaque zone est la même et égale à la pression dans le cylindre.

Le système se compose de N zones. Par conséquent, nous savons que la somme de tous les V_i , $i=1,2, \dots, N$, doit être la même que le volume de l'ensemble du système, c'est-à-dire :

$$dV = \sum_i dV_i$$

$$V_N = \frac{m_N R_N T_N}{P}$$

La loi de conservation de la masse, appliquée au cylindre, donne :

$$dm = d(m_c + m_{air} + m_r)$$

m_r : Masse de gaz résiduel.

L'équation du bilan énergétique pour la zone i est donnée par :

$$dU_i = -dQ_i - dW_i + \sum_{i \neq j} dm_i dh_{ij}$$

Rappel

Dans les processus de combustion réels, il est courant d'utiliser plus d'air que la quantité **stœchiométrique** pour augmenter les chances d'une **combustion complète** ou pour contrôler la température de la chambre de combustion. La quantité **d'air en excès** par rapport à la quantité stœchiométrique est appelée **excès d'air**. La quantité **d'air excédentaire** est généralement exprimée en termes d'air stœchiométrique, en pourcentage d'air excédentaire ou en pourcentage d'air théorique. Par exemple, un excès d'air de 50 % équivaut à 150 % d'air théorique, et un excès d'air de 200 % équivaut à 300 % d'air théorique. Bien entendu, l'air stœchiométrique peut être exprimé en pourcentage d'air excédentaire ou en pourcentage d'air théorique. Les quantités d'air inférieures à la quantité stœchiométrique sont appelées **défaut d'air** et sont souvent exprimées en pourcentage de déficience d'air. Par exemple, 90 % d'air théorique équivaut à 10 % **d'insuffisance d'air**. La quantité d'air utilisée dans les processus de combustion est également exprimée en termes de rapport d'équivalence, qui est le rapport entre le rapport **air-carburant réel** et le rapport **air-carburant stœchiométrique**.

EXO 1

Équilibrage de l'équation de combustion Un kmol d'octane (C_8H_{18}) est brûlé avec de l'air contenant 20 kmol de O_2 , comme le montre la figure 15-6. En supposant que les produits ne contiennent que du CO_2 , H_2O , O_2 et N_2 , détermine le nombre de moles de chaque gaz dans les produits et le rapport air-carburant pour ce processus de combustion.

SOLUTION La quantité de combustible et la quantité d'oxygène dans l'air sont données. La quantité des produits et le FA sont à déterminer. **Hypothèses** Les produits de combustion contiennent uniquement du CO_2 , H_2O , O_2 et N_2 .

Propriétés La masse molaire de l'air est $M_{air} = 28,97 \text{ kg/kmol} \approx 29,0 \text{ kg/kmol}$ (Tableau A-4).

Analyse L'équation chimique de ce processus de combustion peut être écrite comme suit $C_8H_{18} + 20(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow xCO_2 + yH_2O + zO_2 + wN_2$

où les termes entre parenthèses représentent la composition de l'air sec qui contient 1 kmol de O_2 et x , y , z et w représentent les nombres de moles inconnus des gaz dans les produits. Ces

inconnues sont déterminées en appliquant le bilan massique à chacun des éléments, c'est-à-dire en exigeant que la masse totale ou le nombre de moles de chaque élément dans les réactifs soit égal à celui des produits :

$$C: 8 = x \rightarrow a = 8$$

$$H: 18 = 2y \rightarrow b = 9$$

$$O: 40 = 2x + y + 2z \rightarrow c = 7.5$$

$$N: 20 \times 2 \times 3.76 = 2w \rightarrow d = 75.2$$

L'équation de la combustion devient



Notez que le coefficient 20 dans l'équation équilibrée ci-dessus représente le nombre de moles d'oxygène, et non le nombre de moles d'air. Ce dernier est obtenu en ajoutant $20 \times 3,76 = 75,2$ moles d'azote aux 20 moles d'oxygène, ce qui donne un total de 95,2 moles d'air.

Le rapport air-carburant (AF) est déterminé à partir de l'équation 15-3 en prenant le rapport de la masse de l'air et de la masse du combustible

Rapport Air/Combustible $AC = AF$ (F : fuel)

$$AC = \frac{m_{Air}}{m_{Combustible}} = \frac{(NM)_{air}}{(NM)_C + (NM)_{H_2}} = \frac{(20 \times 4.76 \text{ kmol}) \left(\frac{29 \text{ gk}}{\text{kmol}} \right)}{(8 \text{ kmol}) \left(\frac{12 \text{ kg}}{\text{kmol}} \right) + (9 \text{ kmol}) \left(\frac{2 \text{ kg}}{\text{kmol}} \right)} = 24.2 \text{ kgair/kg combustible}$$

Autrement dit, 24,2 kg d'air sont utilisés pour brûler chaque kilogramme de combustible au cours de ce processus de combustion.

EXO 2

Combustion de charbon avec de l'air théorique Du charbon de Pennsylvanie dont l'analyse finale (en masse) est la suivante : 84,36% de C, 1,89% de H₂, 4,40% de O₂, 0,63% de N₂, 0,89% de S et 7,83% de cendres (non combustibles) est brûlé avec une quantité d'air théorique (Fig. 15-10). Sans tenir compte de la teneur en cendres, déterminez les fractions molaires des produits et la masse molaire apparente des gaz produits. Déterminez également le rapport air-carburant requis pour ce processus de combustion. SOLUTION Du charbon avec une analyse de

masse connue est brûlé avec une quantité théorique d'air. Les fractions molaires des gaz produits, leur masse molaire apparente, et le rapport air-carburant doivent être déterminés. Hypothèses 1 La combustion est stœchiométrique et donc complète. 2 Les produits de la combustion contiennent uniquement du CO₂, du H₂O, du SO₂ et du N₂ (sans tenir compte des cendres). 3 Les gaz de combustion sont des gaz idéaux. Analyse Les masses molaires de C, H₂, O₂, S et de l'air sont respectivement de 12, 2, 32, 32 et 29 kg/kmol (tableau A-4). Pour simplifier, nous considérons maintenant 100 kg de charbon. Étant donné que les pourcentages de masse correspondent dans ce cas aux masses des constituants, les nombres de moles des constituants du charbon sont déterminés de la manière suivante

$$N_C = \frac{m_C}{M_C} = \frac{84.36 \text{ kg}}{12 \text{ kg/kmol}} = 7.030 \text{ kmol}$$

$$N_{H_2} = \frac{m_{H_2}}{M_{H_2}} = \frac{1.89 \text{ kg}}{2 \text{ kg/kmol}} = 0.9450 \text{ kmol}$$

$$N_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2}} = \frac{4.40 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} = 0.1375 \text{ kmol}$$

$$N_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} = \frac{0.63 \text{ kg}}{28 \text{ kg/kmol}} = 0.0225 \text{ kmol}$$

$$N_S = \frac{m_S}{M_S} = \frac{0.89 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} = 0.0278 \text{ kmol}$$

Les cendres sont constituées de la matière incombustible du charbon. Par conséquent, la masse de cendres qui entre dans la chambre de combustion est égale à la masse de cendres qui en sort. Si l'on ne tient pas compte de ce composant non réactif pour des raisons de simplicité, l'équation de combustion peut s'écrire comme suit



En effectuant les bilans massiques pour les constituants, on obtient

C équilibre: $x = 7.03$

H₂ équilibre: $y = 0.945$

S équilibre: $z = 0.0278$

O₂ équilibre: $0.1375 + a_{th} = x + 0.5y + z \mapsto a_{th} = 7.393$

N₂ balance: $w = 0.0225 + 3.76a_{th} = 0.0225 + 3.76 \times 7.393 = 27.82$

En substituant, l'équation de combustion équilibrée sans les cendres devient



Les fractions molaires des gaz produits sont déterminées comme suit :

$$N_{\text{prod}} = 7.03 + 0.945 + 0.0278 + 27.82 = 35.82 \text{ kmol}$$

$$y_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_{\text{prod}}} = \frac{7.03 \text{ kmol}}{35.82 \text{ kmol}} = \mathbf{0.1963}$$

$$y_{H_2O} = \frac{N_{H_2O}}{N_{\text{prod}}} = \frac{0.945 \text{ kmol}}{35.82 \text{ kmol}} = \mathbf{0.02638}$$

$$y_{SO_2} = \frac{N_{SO_2}}{N_{\text{prod}}} = \frac{0.0278 \text{ kmol}}{35.82 \text{ kmol}} = \mathbf{0.000776}$$

$$y_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_{\text{prod}}} = \frac{27.82 \text{ kmol}}{35.82 \text{ kmol}} = \mathbf{0.7767}$$

Alors, la masse molaire apparente des gaz produits devient

$$M_{\text{prod}} = \frac{m_{\text{prod}}}{N_{\text{prod}}} = \frac{(7.03 \times 44 + 0.945 \times 18 + 0.0278 \times 64 + 27.82 \times 28)\text{kg}}{35.82 \text{ kmol}} = \mathbf{30.9 \text{ kg/kmol}}$$

Finally, the air-fuel mass ratio is determined from its definition to be

$$AF = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{fuel}}} = \frac{(7.393 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{100 \text{ kg}} = \mathbf{10.2 \text{ kg air/kg fuel}}$$

$$M_{\text{prod}} = \frac{m_{\text{prod}}}{N_{\text{prod}}} = \frac{(7.03 \times 44 + 0.945 \times 18 + 0.0278 \times 64 + 27.82 \times 28)\text{kg}}{35.82 \text{ kmol}} = \mathbf{30.9 \text{ kg/kmol}}$$

Enfin, le rapport massique air-carburant est déterminé à partir de sa définition à b

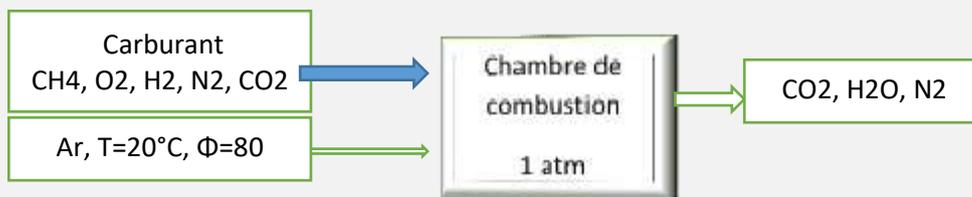
$$AF = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{fuel}}} = \frac{(7.393 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{100 \text{ kg}} = \mathbf{10.2 \text{ kg air/kg fuel}}$$

Autrement dit, 10,2 kg d'air sont fournis pour chaque kg de charbon dans le four. Discussion Nous pourrions également résoudre ce problème en ne considérant qu'un seul kg de charbon. charbon, et obtenir les mêmes résultats. Mais nous devrions dans ce cas traiter de très petites fractions dans les calculs dans ce cas

EXO 3

Combustion d'un combustible gazeux avec de l'air humide

Un certain gaz naturel présente l'analyse volumétrique suivante : 72 % de CH₄, 9 % de H₂, 14 % de N₂, 2 % de O₂ et 3 % de CO₂. Ce gaz est maintenant brûlé avec la quantité stœchiométrique d'air qui entre dans la chambre de combustion à 208°C, 1 atm et 80 % d'humidité relative, comme le montre la figure 15-11. En supposant une combustion complète et une pression totale de 1 atm, déterminer la température du point de rosée des produits. SOLUTION Un combustible gazeux est brûlé avec la quantité stœchiométrique d'air humide. La température du point de rosée des produits doit être déterminée. Hypothèses 1 Le combustible est brûlé complètement et donc tout le carbone du combustible brûle en CO₂ et tout l'hydrogène en H₂O. 2 Le combustible est brûlé avec la quantité stœchiométrique d'air et il n'y a donc pas de O₂ libre dans les gaz produits. 3 Les gaz de combustion sont des gaz idéaux. Propriétés La pression de saturation de l'eau à 20°C est de 2,3392 kPa (tableau A-4). Analyse Nous notons que l'humidité de l'air ne réagit pas avec quoi que ce soit ; elle apparaît simplement comme du H₂O supplémentaire dans les produits. Par conséquent, pour simplifier,



nous équilibrons l'équation de combustion en utilisant de l'air sec, puis nous ajoutons l'humidité aux deux côtés de l'équation. En considérant 1 kmol de carburant,



Carburant

L'air sec

Les coefficients inconnus de l'équation ci-dessus sont déterminés à partir des bilans massiques de divers éléments

$$\begin{aligned}
 \text{C:} & \quad 0.72 + 0.03 = x \rightarrow x = 0.75 \\
 \text{H:} & \quad 0.72 \times 4 + 0.09 \times 2 = 2y \rightarrow y = 1.53 \\
 \text{O}_2: & \quad 0.02 + 0.03 + a_{\text{th}} = x + \frac{y}{2} \rightarrow a_{\text{th}} = 1.465 \\
 \text{N}_2: & \quad 0.14 + 3.76a_{\text{th}} = z \rightarrow z = 5.648
 \end{aligned}$$

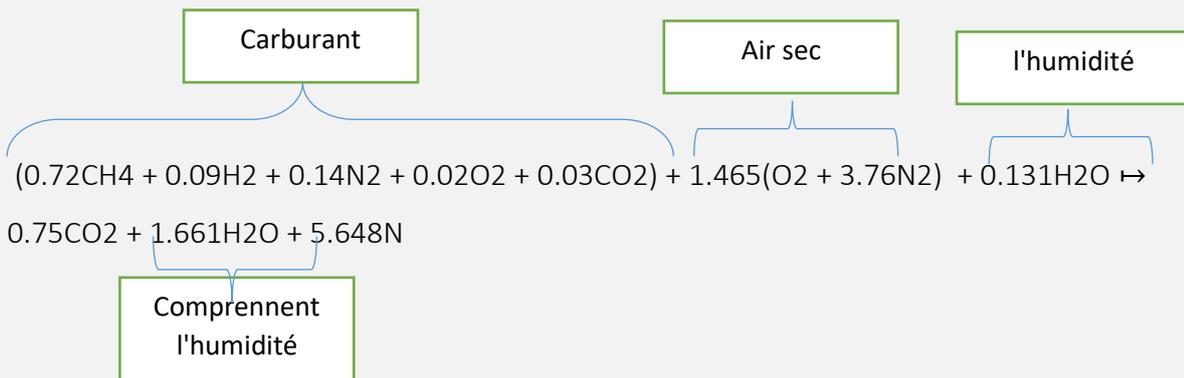
Ensuite, nous déterminons la quantité d'humidité qui accompagne 4,76ath 5 (4,76)(1,465) 5 6,97 kmol d'air sec. La pression partielle de l'humidité dans l'air est de

$$P_{v,\text{air}} = \phi_{\text{air}} P_{\text{sat @ } 20^\circ\text{C}} = (0.80)(2.3392 \text{ kPa}) = 1.871 \text{ kPa}$$

En supposant un comportement de gaz idéal, le nombre de moles de l'humidité dans l'air est de

$$N_{v,\text{air}} = \left(\frac{P_{v,\text{air}}}{P_{\text{total}}} \right) N_{\text{total}} = \left(\frac{1.871 \text{ kPa}}{101.325 \text{ kPa}} \right) (6.97 + N_{v,\text{air}}) \quad N_{v,\text{air}} = 0.131 \text{ kmol}$$

L'équation de combustion équilibrée est obtenue en substituant les coefficients déterminés précédemment et en ajoutant 0,131 kmol de H₂O aux deux côtés de l'équation :



La température du point de rosée des produits est la température à laquelle la vapeur d'eau dans les produits commence à se condenser lorsque les produits sont refroidis. Encore une fois, en supposant un comportement idéal des gaz, la pression partielle de la vapeur d'eau dans les gaz de combustion est de 1,5 bar.

$$P_{v,\text{prod}} = \left(\frac{N_{v,\text{prod}}}{N_{\text{prod}}} \right) P_{\text{prod}} = \left(\frac{1.661 \text{ kmol}}{8.059 \text{ kmol}} \right) (101.325 \text{ kPa}) = 20.88 \text{ kPa} \quad T_{\text{dp}} = T_{\text{sat @ } 20.88 \text{ kPa}} = 60.9^\circ\text{C}$$

Discussion Si le processus de combustion était réalisé avec de l'air sec au lieu d'air humide, les produits contiendraient moins d'humidité et la température du point de rosée serait dans ce cas de 59,58 °C.

EXO 4

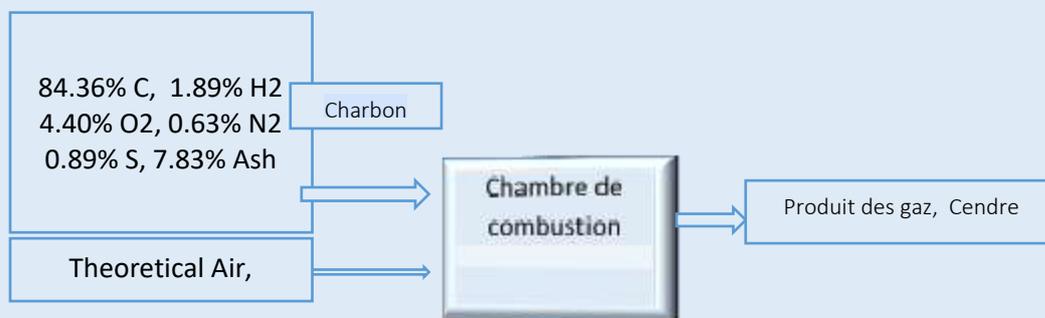
Combustion du charbon avec de l'air théorique

Le charbon de Pennsylvanie qui a une analyse finale (en masse) comme 84,36 pour cent de C, 1,89 pour cent de H₂, 4,40 pour cent d'O₂, 0,63 pour cent de N₂, 0,89 pour cent de S et 7,83 pour cent de cendres (non combustibles) est brûlé avec une quantité théorique d'air (Fig. 15-10). Sans tenir compte de la teneur en cendres, déterminer les fractions molaires des produits et la masse molaire apparente des gaz produits. Déterminez également le rapport air-carburant requis pour ce processus de combustion. SOLUTION Le charbon avec une analyse de masse connue est brûlé avec une quantité d'air théorique. Les fractions molaires des gaz produits, leur masse molaire apparente et le rapport air-carburant doivent être déterminés.

Hypothèses :1) La combustion est stœchiométrique et donc complète. 2) Les produits de combustion contiennent uniquement du CO₂, H₂O, SO₂ et N₂ (cendres ignorées).

3 Les gaz de combustion sont des gaz parfaits. Analyse, les masses molaires de C, H₂, O₂, S et air sont respectivement de 12, 2, 32, 32 et 29 kg/kmol (tableau A-4).

Considérons maintenant 100 kg de charbon pour simplifier. En notant que les pourcentages massiques dans ce cas correspondent aux masses des constituants, les nombres molaires du constituant du charbon sont déterminés comme étant



$$N_C = \frac{m_C}{M_C} = \frac{84.36 \text{ kg}}{12 \text{ kg/kmol}} = 7.030 \text{ kmol}$$

$$N_{H_2} = \frac{m_{H_2}}{M_{H_2}} = \frac{1.89 \text{ kg}}{2 \text{ kg/kmol}} = 0.9450 \text{ kmol}$$

$$N_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2}} = \frac{4.40 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} = 0.1375 \text{ kmol}$$

$$N_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} = \frac{0.63 \text{ kg}}{28 \text{ kg/kmol}} = 0.0225 \text{ kmol}$$

$$N_S = \frac{m_S}{M_S} = \frac{0.89 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} = 0.0278 \text{ kmol}$$

Les cendres sont constituées de la matière incombustible du charbon. Par conséquent, la masse de cendres qui entre dans la chambre de combustion est égale à la masse de cendres qui en sort. Si l'on ne tient pas compte de ce composant qui ne réagit pas, l'équation de la combustion peut s'écrire comme suit



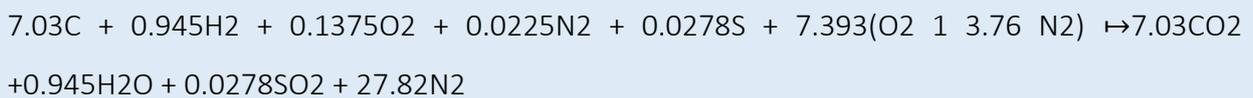
En effectuant des bilans massiques pour les constituants, on obtient : C équilibrer: $x = 7.03$

H₂ équilibrer: $y = 0.945$, S équilibrer: $z = 0.0278$

O₂ équilibrer: $0.1375 + ath = x + 0.5y + z \mapsto ath = 7.393$

N₂ équilibrer: $w = 0.0225 + 3.76ath = 0.0225 + 3.76 \times 7.393 = 27.82$

En substituant, l'équation de combustion équilibrée sans la cendre devient



Les fractions molaires des gaz produits sont déterminées comme suit

$$N_{\text{prod}} = 7.03 + 0.945 + 0.0278 + 27.82 = 35.82 \text{ kmol}$$

$$y_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_{\text{prod}}} = \frac{7.03 \text{ kmol}}{35.82 \text{ kmol}} = \mathbf{0.1963}$$

$$y_{H_2O} = \frac{N_{H_2O}}{N_{\text{prod}}} = \frac{0.945 \text{ kmol}}{35.82 \text{ kmol}} = \mathbf{0.02638}$$

$$y_{SO_2} = \frac{N_{SO_2}}{N_{\text{prod}}} = \frac{0.0278 \text{ kmol}}{35.82 \text{ kmol}} = \mathbf{0.000776}$$

$$y_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_{\text{prod}}} = \frac{27.82 \text{ kmol}}{35.82 \text{ kmol}} = \mathbf{0.7767}$$

Ensuite, la masse molaire apparente des gaz produits devient

$$AF = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{fuel}}} = \frac{(7.393 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{100 \text{ kg}} = \mathbf{10.2 \text{ kg air/kg fuel}}$$

Enfin, le rapport massique air-carburant est déterminé à partir de sa définition comme étant

$$M_{\text{prod}} = \frac{m_{\text{prod}}}{N_{\text{prod}}} = \frac{(7.03 \times 44 + 0.945 \times 18 + 0.0278 \times 64 + 27.82 \times 28) \text{ kg}}{35.82 \text{ kmol}} = \mathbf{30.9 \text{ kg/kmol}}$$

Discussion On pourrait aussi résoudre ce problème en considérant seulement 1 kg de charbon, et obtenir toujours les mêmes résultats. Mais nous aurions affaire à de très petites fractions dans les calculs dans ce cas

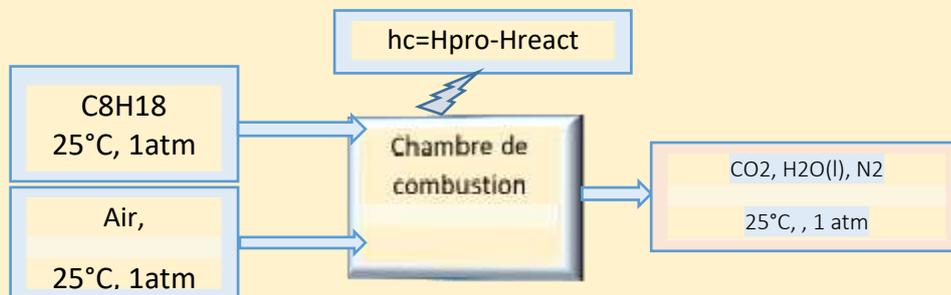
EXO 5

Évaluation de l'enthalpie de combustion

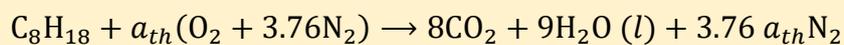
Déterminer l'enthalpie de combustion de l'octane liquide (C₈H₁₈) à 25°C et 1 atm, en utilisant les données d'enthalpie de formation du tableau ci-dessous. Supposez que l'eau dans les produits est sous forme liquide. SOLUTION L'enthalpie de combustion d'un combustible doit être déterminée en utilisant les données d'enthalpie de formation. Propriétés L'enthalpie de formation à 25°C et 1 atm est de 2393,520 kJ/kmol pour le CO₂, 2285,830 kJ/kmol pour H₂O(l), et 2249,950 kJ/kmol pour C₈H₁₈(l) (Tableau A-6). Analyse La combustion du C₈H₁₈ est illustrée à la figure.

Variables thermodynamiques	Enthalpie de formation à 1atm et 25°C
H₂O(liquide)	-285.830 kJ/Kmol
CO₂	-393.520 kJ/Kmol
C₈H₁₈(liquide)	-249.950 kJ/Kmol

Tableau.1.4 Enthalpie de formation [2]



L'équation stœchiométrique de cette réaction est :



(ath : air théorique)

Les réactifs et les produits sont à l'état de référence standard de 25°C et 1 atm. De plus, N₂ et O₂ sont des éléments stables, et donc leur enthalpie de formation est nulle. L'enthalpie de combustion du C₈H₁₈ devient alors

$$\bar{h}_C = H_{prod} - H_{réact}$$

$$= \sum N_p \bar{h}_{fp} - \sum N_R \bar{h}_{fR} = (N_p \bar{h}_{fp})_{CO_2} + (N_p \bar{h}_{fp})_{H_2O} - (N_p \bar{h}_{fp})_{C_8H_{18}}$$

Soit, en substitution les valeurs numériques

$$\begin{aligned} \bar{h}_C &= (8)(-393.520 \text{ kJ/Kmol}) + (9)(-285.830 \text{ kJ/Kmol}) - (1)(-249.950 \text{ kJ/Kmol}) \\ &= -47.891 \text{ kJ/Kmol } C_8H_{18} \end{aligned}$$

Qui est pratiquement identique à la valeur indiquée de 47.890 kJ/kg dans le tableau A-6. Étant donné que l'eau contenue dans les produits est supposée être en phase liquide, cette valeur de h_C correspond à la valeur PCS du C_8H_{18} liquide.

Rappelle

Systèmes en régime permanent Avant d'écrire la relation du bilan énergétique, nous devons exprimer l'enthalpie d'un composant sous une forme adaptée aux systèmes en réaction. En d'autres termes, nous devons exprimer l'enthalpie de manière à ce qu'elle soit relative à l'état de référence standard et que le terme d'énergie chimique apparaisse explicitement. Lorsqu'il est exprimé correctement, le terme d'enthalpie doit se réduire à l'enthalpie de formation h_f à l'état de référence standard. En gardant cela à l'esprit, nous exprimons l'enthalpie d'un composant sur une base unitaire molaire comme suit (Fig. 15-20)

$$\text{Enthalpie} = \bar{h}_f^0 + (\bar{h} - \bar{h}^0) \quad (\text{kJ/kmol})$$

où le terme entre parenthèses représente l'enthalpie sensible par rapport à l'état de référence standard, qui est la différence entre $h\#$ (l'enthalpie sensible à l'état spécifié) et h_8 (l'enthalpie sensible à l'état de référence standard de 258C et 1 atm). Cette définition nous permet d'utiliser les valeurs d'enthalpie des tables indépendamment de l'état de référence utilisé dans leur construction. Lorsque les changements d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables, la relation d'équilibre énergétique en régime permanent $\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$ peut être exprimée plus explicitement pour un système en régime permanent réagissant chimiquement comme suit

$$Q_{in} + W_{in} + H_{réac} = Q_{out} + W_{out} + H_{prod}$$

Si l'on considère que le transfert de chaleur vers le système et le travail effectué par le système sont des quantités positives, la relation d'équilibre énergétique que nous venons de voir peut être exprimée de manière plus compacte comme suit

$$Q - W = \sum N_p (\overline{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0) - \sum N_R (\overline{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0) = H_{prod} - H_{réact} \text{ (kj/kmolfuel)}$$

Si l'enthalpie de combustion h_c pour une réaction particulière est disponible, l'équation d'énergie en régime permanent par mole de combustible peut être exprimée comme suit

$$Q - W = \overline{h}_c^0 + \sum N_p (\bar{h} - \bar{h}^0)_p - \sum N_R (\bar{h} - \bar{h}^0)_r$$

Les relations du bilan énergétique ci-dessus sont parfois écrites sans le terme de travail, car la plupart des processus de combustion en régime permanent n'impliquent aucune interaction de travail. Une chambre de combustion implique normalement une sortie de chaleur mais pas d'entrée de chaleur. Dans ce cas, le bilan énergétique d'un processus de combustion typique à flux constant est le suivant :

$$Q_{out} = + \sum N_r (\overline{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_r - \sum N_p (\overline{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_p$$

Énergie entrante en masse
par mole de combustible

Énergie sortie en masse
par mole de combustible

Il exprime que la chaleur dégagée lors d'un processus de combustion est simplement la différence entre l'énergie des réactifs entrant et l'énergie des produits sortant de la chambre de combustion.

Systèmes fermés

La relation générale du bilan énergétique d'un système fermé $\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \Delta E_{system}$ peut être exprimée pour un système fermé stationnaire réagissant chimiquement comme suit $(Q_{in} - Q_{out}) + (W_{in} - W_{out}) = U_{prod} - U_{réac}$ (kj/kmol combustible)

où U_{prod} représente l'énergie interne des produits et $U_{réac}$ représente l'énergie interne des réactifs. Pour éviter d'utiliser une autre propriété (l'énergie interne de formation \overline{u}_f^0) nous utilisons la définition de l'enthalpie $\bar{u} = \bar{h} - P\bar{v}$ ou $\overline{u}_f^0 + \bar{u} + \overline{u}^0 = \overline{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0 - P\bar{v}$ et exprimer comme

$$Q - W = \sum N_p (\overline{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0 - P\bar{v})_p - \sum N_R (\overline{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0 - P\bar{v})_r$$

EXO 6

Analyse de la première loi de la combustion en régime permanent

Du propane liquide (C_3H_8) entre dans une chambre de combustion à $25^\circ C$ à un taux de $0,05$ kg/min où il est mélangé et brûlé avec 50 pour cent d'air en excès qui entre dans la chambre de combustion à $78^\circ C$, comme le montre la figure. Une analyse des gaz de combustion révèle que tout l'hydrogène du combustible brûle en H_2O mais que seulement 90 % du carbone brûle en CO_2 , les 10 % restants formant du CO . Si la température de sortie des gaz de combustion est de 1500 K, déterminez

(a) le débit massique d'air et

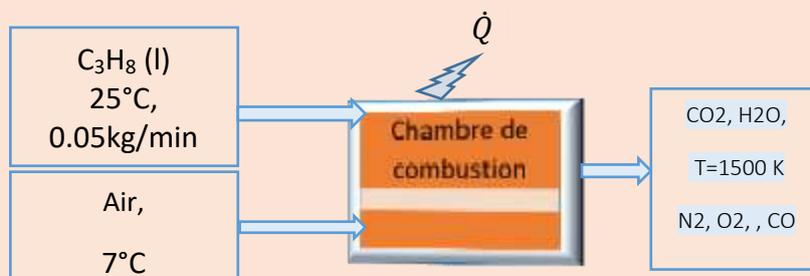
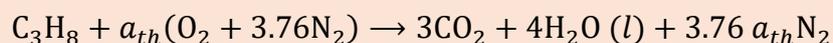
(b) le taux de transfert de chaleur de la chambre de combustion.

SOLUTION

Le propane liquide est brûlé de façon constante avec un excès d'air. Le débit massique d'air et le taux de transfert de chaleur doivent être déterminés. Hypothèses 1 Les conditions de fonctionnement sont stables. 2 L'air et les gaz de combustion sont des gaz idéaux. 3 Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables.

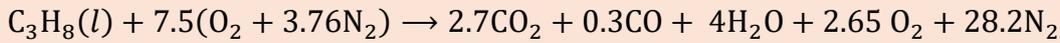
Analyse

Nous constatons que tout l'hydrogène du combustible brûle en H_2O mais que 10 % du carbone brûle de manière incomplète et forme du CO . De plus, le combustible est brûlé avec un excès d'air et il y a donc un peu de O_2 libre dans les gaz produits. La quantité théorique d'air est déterminée à partir de la réaction stœchiométrique et s'élève à :



O₂ Equilibré a_{th}=3+2=5

Alors l'équation équilibrée pour le processus de combustion réel avec 50 % d'air en excès et un peu de CO dans les produits devient



(a) Le rapport air-carburant pour ce processus de combustion est le suivant

$$AC = \frac{m_{Air}}{m_{Combustible}} = \frac{(NM)_{air}}{(NM)_{C+(NM)_{H_2}}} = \frac{(7.5 \times 4.76 \text{ kmol}) \left(\frac{29 \text{ g}}{\text{kmol}} \right)}{(3 \text{ kmol}) \left(\frac{12 \text{ g}}{\text{kmol}} \right) + (4 \text{ kmol}) \left(\frac{2 \text{ g}}{\text{kmol}} \right)} = 25.53 \text{ kgair/kg comb}$$

$$\dot{m}_{air} = (AF)\dot{m}_{comb} = 23.53 \times 0.05 = 1.18 \text{ kgair/min}$$

(b) Le transfert de chaleur pour ce processus de combustion à débit constant est déterminé à partir du bilan énergétique à débit constant $E_{out} = E_{in}$ appliqué sur la chambre de combustion par unité de mole de combustible

$$Q_{out} = \sum N_r (\bar{h}_f^0 + \bar{h}(T) - \bar{h}^0)_r - \sum N_p (\bar{h}_f^0 + \bar{h}(T) - \bar{h}^0)_p$$

or

$$h_2 - h_1 = \sum_{prod\ i} n_i [\Delta H_{f_{298}} + h(T_f) - h(298)]_i - \sum_{Réac\ i} n_i [\Delta H_{f_{298}} + h(T_i) - h(298)]_i$$

En supposant que l'air et les produits de combustion soient des gaz parfaits, nous avons $h = h(T)$, et nous formons tableau suivant en utilisant les données des tables de propriétés :

Substance	\bar{h}_f^0 kJ/kmol	$\bar{h}_{280\text{K}}$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298\text{K}}$ kJ/kmol	$\bar{h}_{1500\text{K}}$ kJ/kmol
C ₃ H ₈ (l)	-118,910	—	—	—
O ₂	0	8150	8682	49,292
N ₂	0	8141	8669	47,073
H ₂ O(g)	-241,820	—	9904	57,999
CO ₂	-393,520	—	9364	71,078
CO	-110,530	—	8669	47,517

Le \bar{h}_f^0 du propane liquide est obtenu en soustrayant le \bar{h}_{fg} du propane à 25°C du \bar{h}_f^0 du propane gazeux. La substitution donne

$$\begin{aligned}
Q_{out} = & (1 \text{ kmol } C_3H_8)[(-118,910 + \bar{h}_{298} - \bar{h}_{298}) \text{ kJ/kmol } C_3H_8] \\
& + (7.5 \text{ kmol } O_2)[(0 + 8150 - 8682) \text{ kJ/kmol } O_2] \\
& + (28.2 \text{ kmol } N_2)[(0 + 8141 - 8669) \text{ kJ/kmol } N_2] \\
& - (2.7 \text{ kmol } CO_2)[(-393,520 + 71,078 - 9364) \text{ kJ/kmol } CO_2] \\
& - (0.3 \text{ kmol } CO)[(-110,530 + 47,517 - 8669) \text{ kJ/kmol } CO] \\
& - (4 \text{ kmol } H_2O)[(-241,820 + 57,999 - 9904) \text{ kJ/kmol } H_2O] \\
& - (2.65 \text{ kmol } O_2)[(0 + 49,292 - 8682) \text{ kJ/kmol } O_2] \\
& - (28.2 \text{ kmol } N_2)[(0 + 47,073 - 8669) \text{ kJ/kmol } N_2] = 363,880 \text{ kJ/kmol of } C_3H_8
\end{aligned}$$

Ainsi, 363,880 kJ de chaleur sont transférés de la chambre de combustion pour chaque kmol (44 kg) de propane. Cela correspond à $363,880/44 = 8270$ kJ de perte de chaleur par kilogramme de propane. Ensuite, le taux de transfert de chaleur pour un débit massique de 0,05 kg/min pour le propane est le suivant

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}q_{out} = \left(0,05 \frac{\text{kg}}{\text{min}}\right) \left(8270 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 413,5 \frac{\text{kJ}}{\text{min}} = 6,89 \text{ kW}$$

EXO 7

Température adiabatique de la flamme en combustion en régime permanent

L'octane liquide (C_8H_{18}) entre dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz en régime permanent à 1 atm et 25°C , et il est brûlé avec l'air qui entre dans la chambre de combustion dans le même état, comme illustré à la Figure ci-contre.

Détermine la température adiabatique de la flamme pour

(a) une combustion complète avec 100 % d'air théorique,

(b) une combustion complète avec 400 % d'air théorique, et

(c) une combustion incomplète (un peu de CO dans les produits) avec 90 % d'air théorique.

SOLUTION

L'octane liquide est brûlé de manière constante. La température adiabatique de la flamme doit être déterminée pour différents cas. Hypothèses 1 Il s'agit d'un processus de combustion en régime permanent. 2 La chambre de combustion est adiabatique. 3 Il n'y a pas d'interactions de travail. 4 L'air et les gaz de combustion sont des gaz idéaux. 5 Les changements dans les énergies cinétique et potentielle sont négligeables. Analyse (a) L'équation équilibrée pour le processus de combustion avec la quantité théorique d'air est $C_8H_{18}(l) + 12.5(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 47N_2$

La relation de température de flamme adiabatique $H_{\text{prod}} = H_{\text{react}}$ se réduit dans ce cas à

$$\sum N_p(\bar{h}_f^0 + \bar{h}(T) - \bar{h}^0)_p = \sum N_r(\bar{h}_f^0) = (N \bar{h}_f^0)_{C_8H_{18}}$$

puisque tous les réactifs sont à l'état de référence standard et $\bar{h}_f^0 = 0$ pour O_2 et N_2 . Les valeurs de \bar{h}_f^0 et h des différents composants à 298 K sont les suivantes

Substance	\bar{h}_f^0 KJ/kmol	\bar{h}_{298K} KJ/kmol
$C_8H_{18}(l)$	-249,950	—
O_2	0	8682
N_2	0	8669
$H_2O(g)$	-241,820	9904
CO_2	-393,520	9364

En substituant, nous obtenons

$$(8 \text{ kmol } CO_2)[(-393,520 + \bar{h}_{CO_2} - 9364) \text{ kJ/kmol } CO_2] + (9 \text{ kmol } H_2O)[(-241,820 + \bar{h}_{H_2O} - 9904) \text{ kJ/kmol } H_2O] + (47 \text{ kmol } N_2)[(0 + \bar{h}_{N_2} - 8669) \text{ kJ/kmol } N_2] = (1 \text{ kmol } C_8H_{18})(-249,950 \text{ kJ/kmol } C_8H_{18})$$

$$\text{ce qui donne : } 8\bar{h}_{CO_2} + 9\bar{h}_{H_2O} + 47\bar{h}_{N_2} = 5646,081 \text{ KJ } \bar{h}$$

Il semble que nous ayons une équation avec trois inconnues. En fait, nous n'avons qu'une seule inconnue - la température des produits T_{prod} - puisque $h = h(T)$ pour les gaz idéaux. Par conséquent, nous devons utiliser un solveur d'équation tel que EES ou une approche par essais et erreurs pour déterminer la température des produits. Une première estimation est obtenue en divisant le côté droit de l'équation par le nombre total de moles, ce qui donne $5646,081 / (8 + 9 + 47) = 88220 \text{ kJ/kmol}$. Cette valeur d'enthalpie correspond à environ 2650 K pour N_2 ,

2100 K pour H₂O, et 1800 K pour CO₂. En notant que la majorité des moles sont du N₂, nous voyons que T_{prod} devrait être proche de 2650 K, mais un peu en dessous. Par conséquent, une bonne première estimation est 2400 K. À cette température,

$$8\bar{h}_{\text{CO}_2} + 9\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} + 47\bar{h}_{\text{N}_2} = 8 \times 125,152 + 9 \times 103,508 + 47 \times 79,320 = 5660,828 \text{ kJ}$$

Cette valeur est supérieure à 5 646, 081 kJ. Par conséquent, la température réelle est légèrement inférieure à 2400 K. Ensuite, nous choisissons 2350 K. Cela donne

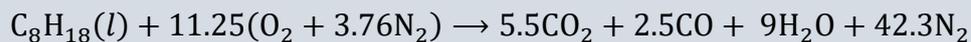
$$8 \times 122.091 + 9 \times 100,846 + 47 \times 77.496 = 5526.654$$

qui est inférieure à 5646. 081 kJ. Par conséquent, la température réelle des produits se situe entre 2350 et 2400 K. Par interpolation, on trouve qu'elle est de T_{prod} = 2395 K.

(b) L'équation équilibrée pour le processus de combustion complet avec 400 pour cent d'air théorique est la suivante



En suivant la procédure utilisée en (a), la température adiabatique de la flamme dans ce cas est déterminée comme étant T_{prod} = 962 K. Remarquez que la température des produits diminue de manière significative en raison de l'utilisation d'un excès d'air. (c) L'équation équilibrée pour le processus de combustion incomplète avec 90 % d'air théorique est la suivante



En suivant la procédure utilisée en (a), nous trouvons que la température adiabatique de la flamme dans ce cas est T_{prod} = 2236 K. Discussion Remarquez que la température adiabatique de la flamme diminue suite à une combustion incomplète ou à l'utilisation d'un excès d'air. De plus, la température maximale de la flamme adiabatique est atteinte lorsque la combustion complète se produit avec la quantité d'air théorique.

Chapitre V : Formation de polluants

V.1. Notions fondamentales

L'atmosphère est divisée en plusieurs couches d'épaisseurs variables et dont les altitudes sont fixées selon les discontinuités dans les gradients de température (Fig. V.1) :

– la troposphère est la première couche atmosphérique dans laquelle vivent les espèces vivantes. La température décroît le plus souvent avec l'altitude. Elle se situe entre la surface terrestre et la stratosphère. Sa limite supérieure, la tropopause, se situe à une altitude comprise entre 7 et 16 kilomètres selon la saison et la latitude (plus élevée à l'équateur qu'aux pôles). Tous les phénomènes météorologiques et les mouvements atmosphériques horizontaux et verticaux (convection thermique, vents) ont lieu au sein de cette couche ;

– la stratosphère est la deuxième couche atmosphérique, délimitée dans sa partie supérieure par la stratopause, prise en sandwich entre la troposphère et la mésosphère. Elle débute à partir de 7 à 16 km jusqu'à une cinquantaine de kilomètres d'altitude. La température croît avec l'altitude liée au réchauffement de cette couche par l'absorption des rayonnements UV du soleil par la couche d'ozone. Les échanges sont très limités entre les deux premières couches atmosphériques du moins pour les espèces chimiques à courte durée de vie

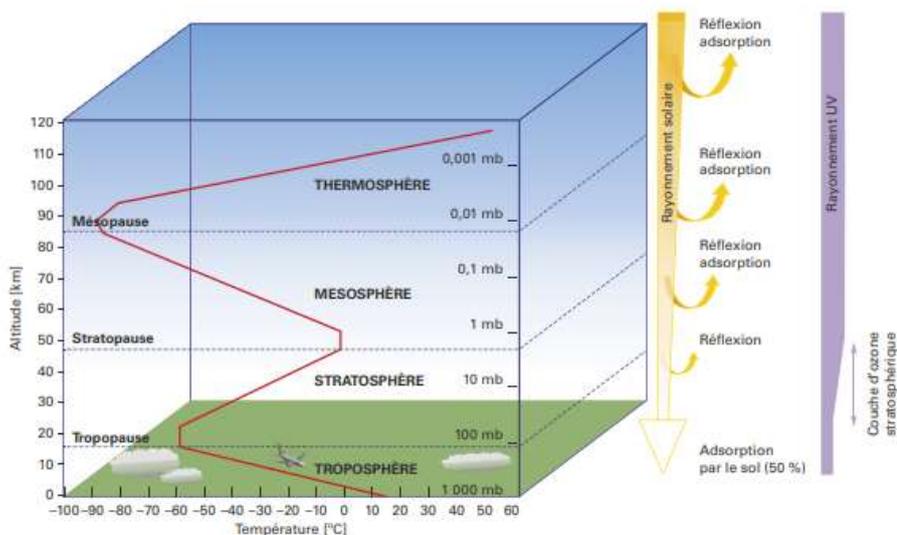


Fig. V.1 : Structuration verticale des couches atmosphériques (PSA, inspiré source Météo est-Loiret)

V.2 Description des polluants atmosphériques

Les polluants présents dans l'air se classent en deux familles

– les polluants primaires directement issus de sources indéniables de pollution (les transports routiers et non routier, les industries, le chauffage, l'agriculture...);

– les polluants secondaires, non directement émis dans l'atmosphère, qui résultent de transformations physique et/ou chimique à partir de polluants primaires réagissant entre eux et/ou avec d'autres composés présents naturellement dans l'atmosphère. L'ozone, les aérosols organiques et inorganiques secondaires font typiquement partie de cette famille.

Remarques

– La qualité de l'air résulte d'un équilibre complexe entre les émissions atmosphériques et leurs transformations physicochimiques sous l'influence de la météorologie.

– La pollution locale associée à la qualité de l'air concerne tout polluant présentant des effets sanitaires et/ou environnementaux locaux avérés. Elle se différencie ainsi de la pollution globale de type GES. – Les polluants atmosphériques actuellement concernés par la pollution locale sont le NO_2 , les particules et l' O_3 .

V.3 Les émissions des moteurs

Les émissions des moteurs à essence à allumage commandé contiennent des polluants à éliminer (CO : 0,5 à 1 %, NO : 0,03 à 0,1 %, hydrocarbures et autres composés organiques : 0,2 à 0,7 % équivalent C1) dilués dans un gaz de fond composé d'azote (70 à 75 %), d'oxygène (0,2 à 2 %), d'hydrogène (0,1 à 0,4 %) et de quantités importantes de dioxyde de carbone (11 à 13 %) et de vapeur d'eau (10 à 12 %). Il convient de noter qu'il s'agit de compositions volumiques et que les fourchettes indiquées pour les polluants peuvent, dans certains cas, être beaucoup plus larges. Ce mélange gazeux, soumis à l'action d'un catalyseur métallique à haute température (généralement 400 à 500 °C, mais celle-ci est susceptible de fluctuer dans de larges proportions), subit un grand nombre de réactions au cours desquelles les polluants sont éliminés [2] [3]. Après une présentation succincte de la solution technique (catalyseur trois-voies), nous examinons les propriétés intrinsèques des métaux utilisés (Pt, Rh, Pd), ainsi que la cinétique et le mécanisme des principales réactions mises en jeu.

Théoriquement, les moteurs sont censés brûler l'essence pour la transformer en:

- Dioxyde de carbone : CO₂
- Azote : N₂
- Vapeur d'eau : H₂O

Mais la combustion dans un cylindre n'est jamais parfaite, et ce, même si le mélange est pauvre, c'est à dire plus d'air qu'il n'en faut. Plus la combustion est imparfaite, plus l'émission de polluant est importante.

L'émission de polluant est minimum lors le besoin théorique en air est identique au réel volume d'air aspiré. Soit $\lambda=1$, rapport stœchiométrique.

Pour rappel: 14,7g d'air pour 1g de carburant brûlé : dosage optimum.

Lambda	Dosage	Influence du coefficient Lambda
1	Idéal	14,7g d'air pour 1g de carburant Émission minimum de polluant
<1	Riche	14,7g d'air mais carburant brûlé > 1g Pollution au monoxyde de carbone (CO) et à l'hydrocarbure (HC)
>1	Pauvre	14,7g d'air mais carburant brûlé < 1g Pollution à l'oxyde d'azote (NOx)

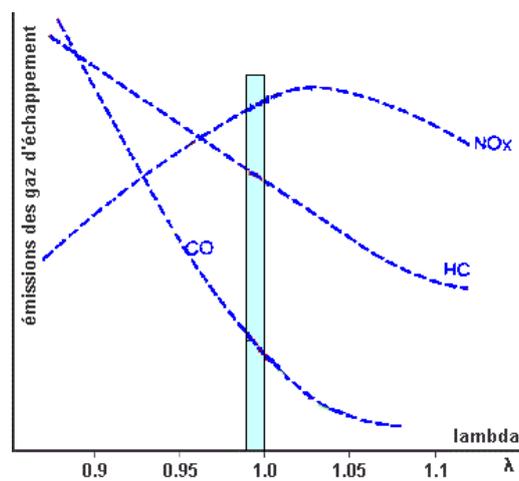


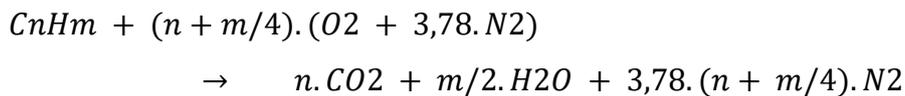
Fig.V. 2 :Variation de la concentration de HC, CO et NO dans l'échappement d'un moteur SI

L'emploi du pot catalytique permet de stopper ces 3 polluants :

- Monoxyde de carbone : CO
- Oxyde d'azote : NOx
- Hydrocarbures imbrulés : HC (ou CH)

a) Rapport air/carburant stoechiométrique – Pouvoir comburivore

L'équation de combustion stoechiométrique précédente :



permet de calculer la masse d'air nécessaire pour brûler 1g de carburant :

$$\psi = \text{masse d'air/masse de carburant} \quad \psi = \left(\frac{n+m}{12n+m}\right)(32 + 3.7828)$$

a) pouvoir comburivore : le rapport air/combustible est parfois appelé

Exemple pour un combustible C₈ H₁₈, on obtient : $\psi = (8+18/4).(32+3.78.28)/(12.8+1.18)$

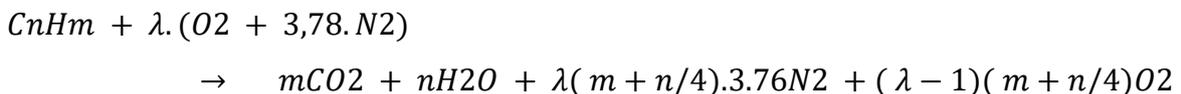
b) Dosage stoechiométrique

- Combustible de composition C_nH_m = (CH_y)_n avec $y = m/n$ on a :
- $n.(CH_y + (1 + y/4).(O_2 + 3,78.N_2)) \Rightarrow n.(CO_2 + y/2.H_2O + 3,78.(1+y/4).N_2)$
- la masse d'air nécessaire pour brûler 1g de carburant vaut :
- Le rapport y (nombre d'atomes) suffit ainsi à déterminer les conditions de combustion stoechiométrique par :

L'inverse du rapport air/combustible stoechiométrique s'appelle dosage stoechiométrique $ds = 1/\psi$

c) Richesse d'un mélange air/carburant-dosage-excès d'air

- Si la combustion n'a pas lieu dans des conditions stoechiométriques, on peut écrire



Les réactions sont caractérisées par le facteur d'air λ

$$\lambda = \left(\frac{1}{\phi}\right)$$

Excès d'air (domaine des chaudières) : $e = \lambda - 1$

- Dans ce cas le rapport masse d'air/masse de carburant vaut :
- L'inverse de s'appelle de dosage d :

- On définit la richesse du mélange par : $\phi = \frac{\left(\frac{\text{masse de combustible}}{\text{masse d'air}}\right)_{\text{réel}}}{\left(\frac{\text{masse de combustible}}{\text{masse d'air}}\right)_{\text{stoechiométrique}}}$

- On a donc :

- On peut déterminer le débit d'air d'un moteur à partir:

- de la mesure du débit de combustible
- de la connaissance de la nature du combustible
- de la richesse

$$\text{masse d'air} = \text{masse de combustible} \cdot 1/(\phi)$$

- Le lien entre A et la richesse est évident :

$\phi < 1$ mélange pauvre

$\phi = 1$ mélange stoechiométrique.

$\phi > 1$ mélange riche

Dans les publications anglaises et américaines on trouve les termes :

Air/Fuel ratio : A/F (masse d'air/masse de combustible)

Fuel/Air ratio : F/A (masse de combustible/masse d'air)

- La notion de Fuel-Air équivalence Ratio (F/A ER.) ou Relative Mixture strength (R.M.S.)

ou relative Fuel-Air Ratio, représentent les mêmes expressions que la richesse :

Fuel-Air équivalence

- Dans les publications allemandes, de même que dans le monde des turbines à

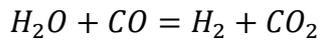
gaz et des chaudières, on trouve la notion de Coefficient d'excès d'air (Luftzahl) qui est égal à l'inverse de la richesse :

V.3.1 Monoxyde de Carbone Le monoxyde de carbone (CO)

Résulte de l'oxydation incomplète du carburant en dioxyde de carbone (manque d'air). La formation de monoxyde de carbone augmente fortement avec la diminution du rapport air fuel, car il n'y a pas assez d'oxygène disponible pour oxyder complètement le mélange. La transition vers un fonctionnement riche en carburant lors des démarrages à froid est responsable CO des moteurs thermiques.

Le CO est non seulement considéré comme une émission indésirable, mais il représente également une perte d'énergie chimique qui n'a pas été pleinement utilisée dans le moteur. En

principe, la concentration de monoxyde de carbone contenue dans les produits d'échappement doit correspondre à un état d'équilibre chimique représenté par l'équation eaugaz :



Le CO se forme en grandes quantités dans les premières parties du processus de combustion (haute température), et à mesure que les produits se refroidissent, une oxydation du CO en CO₂ se produit.

V.4.2 Hydrocarbures imbrûlés

Contrairement au monoxyde de carbone ou à l'oxyde nitrique, les hydrocarbures ne sont pas des substances que l'on s'attend à trouver dans les gaz de combustion à haute température. L'apparition d'hydrocarbures imbrûlés à l'échappement d'un processus de combustion doit être associée à l'existence d'une hétérogénéité de température ou de mélange à un certain point du système et non à la partie homogène du système.

V.4.3 Causes des émissions de HC

Rapport air-fuel (AF) non stœchiométrique: La figure 3 montre qu'un rapport air- fuel riche en carburant n'a pas suffisamment d'oxygène pour réagir avec tout le carbone et l'hydrogène, et les émissions de HC et de CO augmentent. Les émissions de HC augmentent également avec des mélanges très pauvres en raison d'une mauvaise combustion. C'est particulièrement vrai au démarrage du moteur, lorsque le mélange air- fuel est volontairement rendu très riche. L'extrême d'une mauvaise combustion pour un cycle est un raté d'allumage total.

Combustion incomplète : Même lorsque le carburant et l'air entrant dans un moteur sont au mélange stœchiométrique idéal, une combustion parfaite ne se produit pas et une partie du HC se retrouve dans l'échappement. Il y a plusieurs causes à cela :

- Certaines particules de carburant ne trouvent pas d'oxygène avec lequel réagir ;
- L'extinction de la flamme au niveau des parois laisse un petit volume de mélange air-carburant n'ayant pas réagi ;
- Une autre cause de l'extinction de la flamme, est la détente qui se produit pendant la combustion et la course de détente. Lorsque le piston s'éloigne du PMH, la détente des gaz

abaisse à la fois la température et la pression à l'intérieur du cylindre. Cela ralentit la combustion et éteint la flamme quelque part tard dans la course de détente.

Cela laisse certaines particules de carburant sans réaction ;

- Un résidu d'échappement élevé entraîne une mauvaise combustion et une plus grande probabilité d'extinction par détente. Cela se produit dans des conditions de faible charge.

Volumes des crevasses : Pendant la phase de compression et au début du processus de combustion, l'air et le carburant sont comprimés dans le volume de la fente (crevasse) de la chambre de combustion à haute pression (Figure 4 et 5). Jusqu'à (3%) du carburant dans la chambre peut être forcé dans ce volume. Pendant la course de détente, la pression dans le cylindre est réduite en dessous de la pression de volume de la crevasse, et un soufflage inverse se produit. Cependant, à ce moment, la réaction de flamme a été éteinte et des particules de carburant n'ayant pas réagi, restent dans l'échappement. L'emplacement de la bougie d'allumage par rapport à la fente de segment de compression supérieur affectera la quantité de HC dans les gaz d'échappement du moteur. Plus la bougie est éloignée de la fente annulaire, plus le HC dans l'échappement est important. Jusqu'à (80%) de toutes les émissions de HC peuvent provenir de cette source. Une fraction massique maximale de la charge HC sera stockée dans ce volume selon la relation

Fuite au-delà de la soupape d'échappement : une partie de mélange d'air-carburant est forcée dans le volume de la crevasse autour des bords de la soupape d'échappement et entre la soupape et le siège de soupape. Lorsque la soupape d'échappement s'ouvre, l'air-carburant qui se trouve encore dans ce volume de crevasse est transporté dans le collecteur d'échappement.

Chevauchement des soupapes : Pendant le chevauchement des soupapes, les soupapes d'échappement et d'admission sont ouvertes, créant un chemin où l'admission air-carburant peut s'écouler directement dans l'échappement. Un moteur bien conçu minimise ce débit, mais une petite quantité peut se produire. La pire condition pour cela est au ralenti et à basse vitesse, lorsque le temps réel de chevauchement est le plus grand.

Huile sur les parois de la chambre de combustion : Une très fine couche d'huile est déposée sur les parois du cylindre d'un moteur pour assurer la lubrification entre les parois et le piston en mouvement. Pendant les phases d'admission et de compression, l'air entrant et le

carburant entrent en contact avec ce film d'huile, qui absorbe et dégage les particules de gaz, en fonction de la pression du gaz. L'augmentation de la consommation d'huile contribue à une augmentation des émissions de HC de trois manières :

- un volume de crevasse supplémentaire,
- une absorption-désorption supplémentaire du carburant dans le film d'huile plus épais sur les parois des cylindres,
- plus d'huile brûlée dans le processus de combustion.

La quantité maximale de composant de carburant (i) par unité de volume d'huile qui peut être stockée de cette manière, peut être estimée comme étant la valeur d'équilibre. Où n représente le nombre de moles par unité de volume, et les indices i et 0 les composants du carburant et l'huile de lubrification, X_i est la fraction molaire du composant du carburant dans la phase gazeuse adjacente à l'huile, p est la pression totale instantanée, et H_i est la constante

de Henry
$$X_i = \frac{N_i}{N_{tot}} = \frac{\dot{m}_i/M_i}{\dot{m}_{tot}/M_{air}}$$

N_i : La quantité de matière du polluant (nombre de moles); N_{tot} : La quantité de matière totale (nombre de moles);

V.4.4 Formation des aromatiques

Les composés aromatiques sont les principaux composés organiques volatils "COV" (54-75)% des émissions émis par un moteur Diesel. Ces composés proviennent de la combustion incomplète des hydrocarbures entrant dans la composition des carburants. Les composés les plus abondants sont les 2-éthyltoluène, 3-éthyltoluène et 4-éthyltoluène et les m-Xylène, p-Xylène. Les hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP) sont des composés organiques présentant au moins deux noyaux benzéniques. La plupart de ces composés sont dangereux pour la santé, certains sont même cancérogènes. Les HAP les plus volatils tels que le naphthalène, l'acénaphthylène, l'acénaphthène et le fluorène sont présents dans la phase gazeuse tandis que les autres, les plus lourds sont principalement adsorbés par les particules.

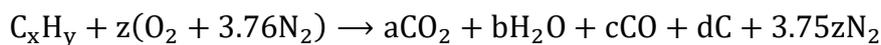
V.4.5 Formation des suies

Les particules sont des solides fins (poussière ou suie) ou des particules liquides (brouillard) en suspension dans l'air et qui sont individuellement invisibles à l'œil nu. Les particules solides sont généralement constituées de carbone ou d'un matériau de base

minérale qui absorbe différents types de substances. En général, dans les moteurs à allumage commandé fonctionnant avec un mélange relativement homogène, les particules en phase gazeuse ne sont observables que si des mélanges extrêmement riches sont utilisés. Le temps disponible pour la formation de particules solides de suie à partir d'une fraction du combustible est de l'ordre de quelques millisecondes. Les particules de phase solide dispersées par aérosol résultantes dans un gaz peuvent être caractérisées par le nombre de particules de suie par unité de volume, la taille des particules (diamètre moyen d) et la quantité totale de phase condensée (souvent exprimée en fraction volumique de suie, F_v , le volume de suie/volume total).

Les particules de suie sont des grappes de sphères de carbone solide, sont générées dans la chambre de combustion dans les zones riches en carburant où il n'y a pas assez d'oxygène pour convertir tout le carbone en CO_2 :

$$F_v = \frac{\pi}{6} N d^3$$



V.4.6 Formation des NOx

Les gaz d'échappement d'un moteur peuvent contenir jusqu'à 2000 ppm d'oxydes d'azote. Le NO est pertinent dans les moteurs à allumage par étincelle fonctionnant dans des conditions approximativement stœchiométriques, tandis que le NO₂ n'est présent en quantités substantielles que dans les moteurs à allumage par compression. La concentration la plus élevée se forme autour de la bougie, là où se produisent les températures les plus élevées. Puis qu'ils ont généralement des taux de compression plus élevés et des températures et pressions plus élevées, les moteurs CI avec chambres de combustion divisées et injection indirecte ont tendance à générer des niveaux plus élevés de NOx. Les NOx libérés réagissent dans l'atmosphère pour former de l'ozone O₃ et constituent l'une des principales causes du smog photochimique. Le NO se forme dans les gaz brûlés chauds pendant la combustion. La vitesse de formation est lente, par rapport au processus de combustion global, et les vitesses augmentent de façon exponentielle avec les températures des gaz brûlé

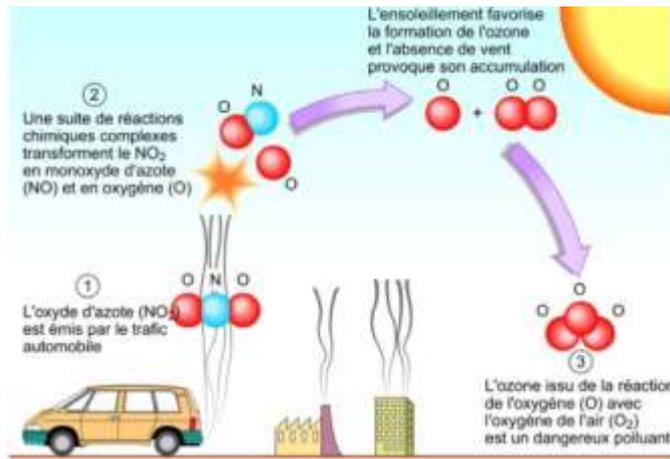
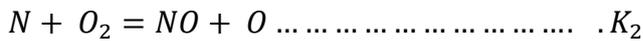
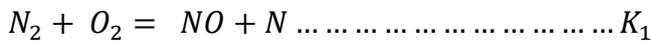


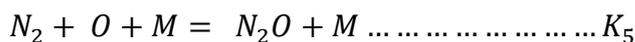
Fig.V. 3. la formation de NOx



Moindre contribution provient de la formation de NO au front de la flamme par réaction du radical CH avec N₂.



En plus, la formation de NOx dépend de la pression, du rapport air-fuel et du temps de combustion à l'intérieur du cylindre, les réactions chimiques n'étant pas instantanées.



a) Effet des différents paramètres sur la formation de NOx

- **Influence de la richesse** : La figure 3 montre l'influence de la richesse, rapport (fuel/air) sur les émissions de NO. Lorsque le mélange est appauvri, les émissions de NO atteignent un pic à λ=0,9. Dans les mélanges riches, une décomposition substantielle de NO se produit à partir des concentrations maximales présentes lorsque la pression du cylindre est au maximum.

- **Influence du temps d'allumage** : La synchronisation des étincelles affecte considérablement les niveaux d'émission de NO. L'avancement de la synchronisation de sorte que la combustion se produise plus tôt dans le cycle, augmente la pression du cylindre. Des

pressions plus élevées entraînent des températures de gaz brûlé plus élevées, et donc des taux de formation de NO plus élevés. Les niveaux d'émission diminuent régulièrement à mesure que l'allumage est retardé.

b) **Approches de contrôle de la pollution Théoriquement**, les moteurs et les carburants pourraient être développés de telle sorte que très peu d'émissions nocives soient générées, et celles-ci pourraient être évacuées à l'atmosphère sans impact majeur sur l'environnement. Avec la technologie actuelle, cela n'est pas possible et le post-traitement des gaz d'échappement pour réduire les émissions est très important. Deux approches générales pour minimiser les émissions de polluants provenant d'échappement d'un véhicule peuvent être adoptées:

- l'approche préventive qui implique la modification des conditions de combustion pour minimiser la formation de polluants dans la chambre de combustion ;
- l'approche corrective qui implique le traitement des gaz d'échappement pour minimiser les concentrations des polluants qui sortent de la chambre de combustion.

c) **Techniques préventives** Les trois techniques de prévention spécifiques sont:

- la modification de la conception du moteur,
- le changement de fonctionnement du moteur (commandes de débit de carburant),
- le changement des conditions de combustion (réduction de températu

Ces techniques affecteront respectivement les émissions d'hydrocarbures, de monoxyde de carbone et d'oxyde nitrique.

c Techniques correctives : Deux techniques sont utilisées pour éliminer les polluants qui sortent de la chambre de combustion:

- l'oxydation thermique dans le collecteur d'échappement
- la conversion catalytique dans le flux d'échappement La première de ces techniques utilise de l'air supplémentaire pour oxyder les polluants HC et CO, la seconde oxyde HC et CO et réduit les NO polluants.

Emissions spécifiques:

$$(ES)_{NOx} = \dot{m}_{no x} / \dot{W}_b$$

$$(ES)_{CO} = \dot{m}_{CO} / \dot{W}_b$$

$$(ES)_{HC} = \dot{m}_{HC} / \dot{W}_b$$

$$(ES)_{part} = \dot{m}_{npart} / \dot{W}_b$$

\dot{m} : Débit d'émissions [g/h], \dot{W}_b :Puissance[kW]

Indices d'émissions

$$(El)_{Nox} = \dot{m}_{nox} / \dot{m}_f$$

$$(El)_{CO} = \dot{m}_{CO} / \dot{m}_f$$

$$(El)_{HC} = \dot{m}_{HC} / \dot{m}_f$$

$$(El)_{part} = \dot{m}_{npart} / \dot{m}_f$$

\dot{m}_f : Débit massique du carburant [kg/sec]

Débit molaire des polluants [moles/s]

$$\dot{M}_{Nox} = n_{nox} / \dot{M}_f$$

$$\dot{M}_{CO} = \dot{n}_{CO} / \dot{M}_f$$

$$\dot{M}_{HC} = n_{HC} / \dot{M}_f$$

$$\dot{M}_{part} = n_{part} / \dot{M}_f$$

$$\dot{M}_f = \dot{m}_f / \dot{M}_f$$

\dot{M}_f' : Débit molaire du carburant [kmoles/s], M_f : Masse molaire du carburant [kg/kmoles]

EXO1

Réduire la pollution de l'air grâce au chauffage géothermique

Une centrale géothermique produit de l'électricité en utilisant de l'eau géothermique mal extraite à 180°C, et réinjectée dans le sol à 85°C. Il est proposé d'utiliser la saumure réinjectée pour chauffer les bâtiments résidentiels et commerciaux de la région, et les calculs montrent que le système de chauffage géothermique peut économiser 18 millions de thermes de gaz naturel par an. Déterminez la quantité d'émissions de NOx et de CO2 que le système géothermique permettra d'économiser par an. Prenez les émissions moyennes de NOx et de CO2 des appareils de chauffage au gaz comme étant respectivement de 0,0047 kg/therm et de 6,4 kg/therm.

SOLUTION Les systèmes de chauffage au gaz d'une région sont remplacés par un système de chauffage urbain géothermique. Les quantités d'émissions de NOx et de CO2 économisées par an doivent être déterminées.

Analyse

Les quantités d'émissions économisées par an sont équivalentes aux quantités émises par les fours lorsque 18 millions de thermes de gaz naturel sont brûlés,

Economies de NOx = (émission de NOx par therm)(nombre de thermes par an) = (0,0047 kg/therm)(18 e6 therm/an) = 8,5 e4 kg/an

Economies de CO2 = (émission de CO2 par therm)(nombre de thermes par an) = (6,4 kg/therm)(18 e6 therm/an) = 1,2 e8 kg/an

Discussion

Une voiture typique en circulation génère environ 8,5 kg de NOx et 6000 kg de CO2 par an. Par conséquent, l'impact environnemental du remplacement des systèmes de chauffage au gaz dans la région par un système de chauffage géothermique équivaut à retirer 10 000 voitures de la circulation pour les émissions de NOx et 20 000 voitures pour les émissions de CO2. Le système proposé devrait avoir un effet significatif sur la réduction du smog dans la région.

Références

- [1] Yunus A. Çengel and Michael A. Boles "Thermodynamics an engineering approach" Eighth Edition published By Mcgraw-Hill Education, 2015
- [2] André L. JAUMOTTE et al. « Technique de l'ingénieur Caractéristiques et similitude des turbomachines hydrauliques »
- [3] <http://www.fiches-auto.fr/articles-auto/fonctionnement-d-une-auto/s-807-fonctionnement-de-l-injection.php>
- [4] Aimé PAROIS, *Suralimentation des moteurs de véhicules par turbocompresseur*, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique BM 2 631
- [5] Modélisation 0D/1D de la Combustion Diesel du Mode Conventionnel au Mode Homogène. THÈSE « Nicolas BORDET » UNIVERSITÉ D'ORLÉANS
- [6] B. Mahfoud (2015), Combustion, polycopié Université de AMO -BOUIRA
- [7] Le moteur thermique (Combustion interne) pour les nuls-LES BASES: TOME 1(New édition)
- [8] Jean-Claude Guibet, Carburants et moteurs, t. 1, Technip, 8 août 1997, 480 p. (ISBN 2-7108-1091-3 et 9782710810919,
- [9] Flandrin et al. (2000), Détermination des émissions à chaud de COV par espèces du parc automobile français de 2001 sur cycles de conduite représentatifs, Actes INRETS (résumé [archive]).
- [10] J.B. Heywood. Internal combustion engine fundamentals. Mc Graw and Hill Series in Mechanical Engineering. McGraw-Hill, New-York, 1988.
- [11] https://lms.fun-mooc.fr/c4x/CNAM/01010S02/asset/DefiEnergie_S4-2.pdf
- [12] P. ARQUES *Conception et Construction des moteurs alternatifs*, Ellipses, Technosup
- [13] <https://fr.demotor.net/types-moteurs/moteur-alternatif>
- [14] College of Engineering @ Université du Wisconsin-Madison, initiatives dans les domaines de l'énergie, de la santé, des nanotechnologies, de la sécurité et des technologies de l'information". Engr.wisc.edu. Archivé de l'original sur 25/02/2010. Récupéré 2014-03-31.
- [15] Zhao, Fuquan; Asmus, Thomas W .; Assanis, Dennis N .; Dec, John E .; Eng, James A .; Najt, Paul M. (2003). Moteurs à allumage par compression à charge homogène (HCCI): principales questions de

recherche et de développement. Warrendale, PA, États-Unis: Société des ingénieurs automobiles. pp. 11–12. ISBN 0-7680-1123-X.

- [16] Warnatz, Jürgen; Maas, Ulrich; Dibble, Robert W. (2006). Combustion: fondamentaux physiques et chimiques, modélisation et simulation, expériences, formation de polluants (4e éd.). Berlin, Allemagne: Springer. pp.175–176. ISBN 3-540-25992-9.
- [17] Dec, John E. ; Epping, Kathy; Aceves, Salvador M. ; Bechtold, Richard L. (2002). "Le potentiel de la combustion HCCI pour un rendement élevé et de faibles émissions". Société des ingénieurs automobiles. 2002-01-1923.
- [18] Baumgarten, Carsten (2006). Formation de mélange dans les moteurs à combustion interne: formation de mélange dans les moteurs à combustion interne. Birkhäuser. 263-264. ISBN 3-540-30835-0.
- [19] Blom, Daniel; Karlsson, Maria; Ekholm, Kent; Tunestål, Per; Johansson, Rolf (2008). "Modélisation et contrôle des moteurs HCCI en utilisant les principes de conservation". Document technique SAE 2008-01-0789. Série de documents techniques SAE. est ce que je:10.4271/2008-01-0789.
- [20] https://stringfixer.com/fr/Compression_ignition
- [21] https://stringfixer.com/fr/Stratified_charge
- [22] Haraldsson, Goran; Hyvonen, Jari; Tunestal, Per; Johansson, Bengt (2002). "Phases de combustion de HCCI dans un moteur à cylindres multiples utilisant le rapport de compression variable". Document technique SAE 2002-01-2858. Série de documents techniques SAE. est ce que je:10.4271/2002-01-2858.
- [23] Aceves, S. M. ; Smith, J. R. ; Westbrook, C. K. ; Pitz, W. J. (1999). "Effet du taux de compression sur la combustion du méthane HCCI". Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 212 (3): 569–574. est ce que je:10.1115/1.2818510.

ANNEXE

1) conversion

$$\frac{J}{kg} \equiv \frac{N \cdot m}{kg} \equiv \left(kg \frac{m}{s^2} \right) \frac{m}{kg} \equiv \frac{m^2}{s^2}$$

$$\frac{Btu}{lbm} \equiv 25.037 \equiv \frac{ft^2}{s^2}$$

INCH	Cm	dégrads Rankine	kelven	Btu	joule	kilocalorie	joule
1	2,54	2000	1111	1	1055,06	1	4184

lbm	kg	PSIA	Kpa	°F	°C
1	0,453592	1	6,895	32	0

Quantity	U.S. Customary Units	MKS Unit Equivalent
Mass	1 <i>lbm</i>	0.4536 <i>kg</i>
	2.204 <i>lbm</i>	1 <i>kg</i>
Length	1 <i>in.</i>	0.0254 <i>m</i>
	39.37 <i>in.</i>	1 <i>m</i>
	1 <i>ft.</i>	0.3048 <i>m</i>
	3.281 <i>ft.</i>	1 <i>m</i>

Tableau A-1 : conversion d'unité

$$\left(\frac{32.174 \text{ lbf} \cdot \text{ft}/\text{s}^2}{1 \text{ lbf}} \right) \left(\frac{1 \text{ kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2}{1 \text{ N}} \right)$$

$$\left(\frac{1 \text{ W}}{1 \text{ J/s}} \right) \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ N} \cdot \text{m}} \right) \left(\frac{1 \text{ kPa}}{1000 \text{ N/m}^2} \right)$$

$$\left(\frac{0.3048 \text{ m}}{1 \text{ ft}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) \left(\frac{1 \text{ lbm}}{0.45359 \text{ kg}} \right)$$

$$\begin{aligned} \text{kPa} \cdot \text{m}^3 &\equiv \text{kJ} \\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} &\equiv \text{kJ/kg} \\ \text{bar} \cdot \text{m}^3 &\equiv 100 \text{ kJ} \\ \text{MPa} \cdot \text{m}^3 &\equiv 1000 \text{ kJ} \\ \text{psi} \cdot \text{ft}^3 &\equiv 0.18505 \text{ Btu} \end{aligned}$$

Gas	Formula	Molar Mass	Gas constant	Specific Heat at Const. Press.	Specific Heat at Const. Vol.	Specific Heat Ratio
		M[kg kmol]	R[kJ kg K]	C _p [kJ kg K]	C _v [kJ kg K]	k = C _p / C _v
Air	—	28.97	0.287	1.005	0.718	1.4
Argon	Ar	39.948	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butane	C ₄ H ₁₀	58.124	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Carbon Dioxide	CO ₂	44.01	0.1889	0.846	0.657	1.289
Carbon Monoxide	CO	28.011	0.2968	1.04	0.744	1.4
Ethane	C ₂ H ₆	30.07	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Ethylene	C ₂ H ₄	28.054	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helium	He	4.003	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hydrogen	H ₂	2.016	4.124	14.307	10.183	1.405
Methane	CH ₄	16.043	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Neon	Ne	20.183	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrogen	N ₂	28.013	0.2968	1.039	0.743	1.4
Octane	C ₈ H ₁₈	114.231	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxygen	O ₂	31.999	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propane	C ₃ H ₈	44.097	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Steam	H ₂ O	18.015	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Tableau A.2 : Propriétés de divers gaz idéaux (à 300 K)

Ideal-gas specific heats of various common gases
(a) At 80°F

Gas	Formula	Gas constant, R Btu/lbm-R	c _p Btu/lbm-R	c _v Btu/lbm-R	k
Air	—	0.06855	0.240	0.171	1.400
Argon	Ar	0.04971	0.1253	0.0756	1.667
Butane	C ₄ H ₁₀	0.03424	0.415	0.381	1.09
Carbon dioxide	CO ₂	0.04513	0.203	0.158	1.285
Carbon monoxide	CO	0.07090	0.249	0.178	1.399
Ethane	C ₂ H ₆	0.06616	0.427	0.361	1.183
Ethylene	C ₂ H ₄	0.07079	0.411	0.340	1.208
Helium	He	0.4961	1.25	0.753	1.667
Hydrogen	H ₂	0.9851	3.43	2.44	1.404
Methane	CH ₄	0.1238	0.532	0.403	1.32
Neon	Ne	0.09840	0.246	0.1477	1.667
Nitrogen	N ₂	0.07090	0.248	0.177	1.400
Octane	C ₈ H ₁₈	0.01742	0.409	0.392	1.044
Oxygen	O ₂	0.06206	0.219	0.157	1.395
Propane	C ₃ H ₈	0.04504	0.407	0.362	1.124
Steam	H ₂ O	0.1102	0.445	0.335	1.329

Tableau A. 3 : Propriétés du gaz idéal de l'air[1]

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s° kJ/kg-K	T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s° kJ/kg-K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.44	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.55381
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200	1800	2003.3	1310	1487.2	3.994	3.6684
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120	2100	2377.7	2559	1775.3	2.356	3.8605
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276	2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829	2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Tableau A. 4 : Propriétés du gaz idéal de l'air[1]

Substance	Formula	\bar{h}_f° Btu/lbmol	\bar{g}_f° Btu/lbmol	\bar{s}° Btu/lbmol-R
Carbon	C(s)	0	0	1.36
Hydrogen	H ₂ (g)	0	0	31.21
Nitrogen	N ₂ (g)	0	0	45.77
Oxygen	O ₂ (g)	0	0	49.00
Carbon monoxide	CO(g)	-47,540	-59,010	47.21
Carbon dioxide	CO ₂ (g)	-169,300	-169,680	51.07
Water vapor	H ₂ O(g)	-104,040	-98,350	45.11
Water	H ₂ O(l)	-122,970	-102,040	16.71
Hydrogen peroxide	H ₂ O ₂ (g)	-58,640	-45,430	55.60
Ammonia	NH ₃ (g)	-19,750	-7,140	45.97
Methane	CH ₄ (g)	-32,210	-21,860	44.49
Acetylene	C ₂ H ₂ (g)	+97,540	+87,990	48.00
Ethylene	C ₂ H ₄ (g)	+22,490	+29,306	52.54
Ethane	C ₂ H ₆ (g)	-36,420	-14,150	54.85
Propylene	C ₃ H ₆ (g)	+8,790	+26,980	63.80
Propane	C ₃ H ₈ (g)	-44,680	-10,105	64.51
<i>n</i> -Butane	C ₄ H ₁₀ (g)	-54,270	-6,760	74.11
<i>n</i> -Octane	C ₈ H ₁₈ (g)	-89,680	+7,110	111.55
<i>n</i> -Octane	C ₈ H ₁₈ (l)	-107,530	+2,840	86.23
<i>n</i> -Dodecane	C ₁₂ H ₂₆ (g)	-125,190	+21,570	148.86
Benzene	C ₆ H ₆ (g)	+35,680	+55,780	64.34
Methyl alcohol	CH ₃ OH(g)	-86,540	-69,700	57.29
Methyl alcohol	CH ₃ OH(l)	-102,670	-71,570	30.30
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(g)	-101,230	-72,520	67.54
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(l)	-119,470	-75,240	38.40
Oxygen	O(g)	+107,210	+99,710	38.47
Hydrogen	H(g)	+93,780	+87,460	27.39
Nitrogen	N(g)	+203,340	+195,970	36.61
Hydroxyl	OH(g)	+16,790	+14,750	43.92

Tableau A. 5 Enthalpie de formation, Gibbs fonction de formation, et entropie absolu at 45°F, 1 atm[1]

Properties of some common fuels and hydrocarbons

Fuel (phase)	Formula	Molar mass, lbm/lbmol	Density, ¹ lbm/ft ³	Enthalpy of vaporization, ² Btu/lbm	Specific heat, ¹ c_p Btu/lbm·°F	Higher heating value, ³ Btu/lbm	Lower heating value, ³ Btu/lbm
Carbon (s)	C	12.011	125	—	0.169	14,100	14,100
Hydrogen (g)	H ₂	2.016	—	—	3.44	60,970	51,600
Carbon monoxide (g)	CO	28.013	—	—	0.251	4,340	4,340
Methane (g)	CH ₄	16.043	—	219	0.525	23,880	21,520
Methanol (ℓ)	CH ₄ O	32.042	49.3	502	0.604	9,740	8,570
Acetylene (g)	C ₂ H ₂	26.038	—	—	0.404	21,490	20,760
Ethane (g)	C ₂ H ₆	30.070	—	74	0.418	22,320	20,430
Ethanol (ℓ)	C ₂ H ₆ O	46.069	49.3	395	0.583	12,760	11,530
Propane (ℓ)	C ₃ H ₈	44.097	31.2	144	0.662	21,640	19,930
Butane (ℓ)	C ₄ H ₁₀	58.123	36.1	156	0.578	21,130	19,510
1-Pentene (ℓ)	C ₅ H ₁₀	70.134	40.0	156	0.525	20,540	19,190
Isopentane (ℓ)	C ₅ H ₁₂	72.150	39.1	—	0.554	20,890	19,310
Benzene (ℓ)	C ₆ H ₆	78.114	54.7	186	0.411	17,970	17,240
Hexene (ℓ)	C ₆ H ₁₂	84.161	42.0	169	0.439	20,430	19,090
Hexane (ℓ)	C ₆ H ₁₄	86.177	41.2	157	0.542	20,770	19,240
Toluene (ℓ)	C ₇ H ₈	92.141	54.1	177	0.408	18,230	17,420
Heptane (ℓ)	C ₇ H ₁₆	100.204	42.7	157	0.535	20,680	19,180
Octane (ℓ)	C ₈ H ₁₈	114.231	43.9	156	0.533	20,590	19,100
Decane (ℓ)	C ₁₀ H ₂₂	142.285	45.6	155	0.528	20,490	19,020
Gasoline (ℓ)	C _n H _{1.87n}	100–110	45–49	151	0.57	20,300	18,900
Light diesel (ℓ)	C _n H _{1.8n}	170	49–52	116	0.53	19,800	18,600
Heavy diesel (ℓ)	C _n H _{1.7n}	200	51–55	99	0.45	19,600	18,400
Natural gas (g)	C _n H _{3.8n} N _{0.1n}	18	—	—	0.48	21,500	19,400

Tableau A. 6 Propriétés de quelque hydrocarbures