

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITÉ MOHAMED BOUDIAF DE M'SILA
FACULTÉ DES SCIENCES ET SCIENCES DE L'INGÉNIEUR

DÉPARTEMENT D'ÉLECTROTECHNIQUE

MÉMOIRE DE FIN D'ÉTUDE

PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPÔLME D'INGENIEUR
D'ÉTAT EN GÉNIE ÉLECTROTECHNIQUE

OPTION : ÉLECTROMÉCANIQUE

THÈME

MODELISATION ET COMMANDE D'UN

MOTEUR A ALLUMAGE COMMANDE

POUR VEHICULE HYBRIDE :

APPLICATION À LA RÉGULATION DU RÉGIME MOTEUR

Présenté par :

Mr. NAAMI Hemza
Mr. FERHAT Said

Proposé et dirigé par :

Mr. LAAMARI Yahia

ANNÉE UNIVERSITAIRE: 2007/2008

Dédicace

*Avant tous, je remercie dieu le tout puissant de m'avoir
donner le courage et la patience pour réaliser ce travail malgré
toutes les difficultés rencontrées*

Je dédie ce modeste travail :

*A tous les membres de ma famille grand et petit surtout mes
parents, mes grands parents.*

*A tous les enseignants qui m'ont aidé de proche ou de loin
pour être un jour un ingénieur d'état en électromécanique.*

*A mon collègue (SAID), qui m'a accompagné pendant le long
de cette période pour réaliser ce modeste travail.*

A tous mes amis .

A tous les étudiants de la faculté en génie électrotechnique .

*A tous ceux qui m'ont aidé, de près ou de loin, même qu'il
soit un mot d'encouragement et de gentillesse.*

A tous ceux que j'aime et qui m'aiment.

A tous ceux qui connaissent (HEMZA).

Remerciements

À l'issue de cette fin d'étude, nous adressons nos sincères remerciements premièrement à dieu tout puissant qui nous à donné la santé, la volonté et la patience, ensuite à notre promoteur monsieur LAAMARI Yahia pour son dévouement incessant, ses orientations et surtout sa gentillesse afin de nous permettre l'accomplissement de ce travail.

Qu'il nous soit permis aussi d'exprimer nos vifs remerciements et notre gratitude à tous ceux qui ont accepté de juger ce travail .

Mes gros remerciements vont également au chef de département M.Benjaïma Bachir et son équipe de travail pour les bonnes conditions qu'il a mis à ma disposition tout au long de ma carrière au département d'électrotechnique, ainsi qu'à ceux qui nous ont aidé de près comme de loin pour le mener à bien.

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE I CONSIDERATIONS GENERALES SUR LES VEHICULES HYBRIDES	
I.1. INTRODUCTION	3
I.2. LES VEHICULES ELECTRIQUES	3
I.3. LES VEHICULES CONVENTIONNELE	4
I.4. LES VEHICULES HYBRIDES	6
I.5. COMPOSANTS UTILISES DANS LES VEHICULES HYBRIDES	6
I.5.1. Stockage de l'énergie	6
I.5.2. Moteurs	6
I.5.3. Piles à combustible	7
I.5.4. Transmissions.....	7
I.6. PRINCIPALES ARCHITECTURES DE VEHICULES HYBRIDES	8
I.6.1. Architecture série	8
I.6.2. Architecture parallèle	9
I.7. PRINCIPAUX MODES DE FONCTIONNEMENT	11
I.7.1. le mode thermique pur.....	11
I.7.2. le mode électrique pur.....	11
I.7.3. le mode hybride.....	11
I.7. CONCLUSION	
CHAPITRE II : LES MOTEURS THERMIQUES	
II.1. INTRODUCTION	15
II.2. GENERALITES SUR LES MOTEURS THERMIQUES	15
II.3. ANALYSE FONCTIONNELLE	17
II.4. EVOLUTION DES MOTEURS	17
II.5. MOTEUR THERMIQUE A ALLUMAGE COMMANDE	19
II.5.1. Principe de fonctionnement	20
II.5.2. Le cycle de Beau de Rochas	21
• L'admission (a)	21
• La compression (c).....	21
• La détente (d).....	22
• L'échappement (e)	22

II.6. CARACTERISTIQUE DU MOTEUR THERMIQUE.....	23
II.6.1. Les paramètres géométriques.....	23
• La cylindrée	23
• Le rapport de compression	23
II.6.2. Rendements	24
• Le rendement global	23
• Le rendement volumétrique.....	24
II.6.3. La consommation spécifique du carburant.....	25
II.6.4. La puissance d'un moteur	25
II.6.5. Le taux de remplissage en air	26
II.6.6. Le taux d'EGR	26
II.6.7. La richesse d'un mélange	26
II.6.8. Bilan énergétique	27
• Le travail indiqué W_i du moteur	28
• Pression Moyenne Indiquée (PMI).....	28
• couple indiqué C_i	28
• couple effectif C_e	29
• le couple de frottements.....	29
• Pression Moyenne Effective (PME).....	29
• Pression Moyenne de Frottements (PMF).....	29
II.7. système d'allumage	29
• Ordre d'allumage	30
• Avance d'allumage.....	30
II.8. INJECTION D'ESSENCE.....	31
II.9. LE MOTEUR A INJECTION DIRECTE	32
II.9.1. Le mode homogène.....	32
II.9.2. Le mode stratifié	33
II.10. EMISSION DE POLLUANTS	33
II.10.1. Hydrocarbures imbrûlés (HC).....	34
II.10.2. Monoxyde de carbone (CO)	34
II.10.3. Oxydes d'azote (NOs).....	34
II.11. DEPOLLUTION	34

II.12. CONCLUSION.....	35
-------------------------------	-----------

**CHAPITRE III : MODELISATION EN VU DE COMMANDE D'UN MOTEUR A
ALLUMAGE COMMANDE**

III.1. INTRODUCTION.....	37
III.2. MODELISATION DU MOTEUR.....	37
III.2.1. Sous-système d'admission d'air	38
III.2.1.1 Modèle du débit d'air traversant la vanne papillon	39
III.2.1.2. Modèle du débit moyen d'air admis dans les cylindres.....	41
III.2.1.3. Modèle de la pression dans le collecteur d'admission d'air.....	42
III.3. MODELE DE LA DYNAMIQUE DE L'ESSENCE.....	44
III.3.1. Principe de fonctionnement.....	44
III.3.2. Avantages du système d'injection	44
III.3.4. Différents systèmes d'injection.....	45
III.4. MODELE DE LA COMBUSTION.....	47
III.4.1. Le principe de la combustion.....	47
III.5. MODELE DE LA DYNAMIQUE BIELLE-MANIVELLE.....	48
III.5.1. calcul cinématique.....	48
III.6 RECAPITULATIF DES EQUATIONS DU MODELE	51
III.7. CONCLUSION.....	53

**CHAPITRE IV COMMANDE DU MOTEUR THERMIQUE : APPLICATION A LA
REGULATION DU REGIME**

IV. 1 INTRODUCTION.....	54
IV.2 PROBLEMES LIES A LA COMMANDE DES MOTEURS THERMIQUES..	54
IV.3. DIFFERENTES PHASES DE FONCTIONNEMENT.....	55
• Démarrage.....	55
• Ralenti.....	55
• Décélération.....	55
IV.4. REGULATION DE LA RICHESSE.....	55
IV.5. COMMANDE EN COUPLE.....	56
IV.6. REGULATION DU REGIME MOTEUR.....	56
IV.4. COMMANDE EN BOUCLE OUVERTE.....	57
IV.5. STRATEGIE DE COMMANDE DU REGIME MOTEUR EN BOUCLE FERMEE.....	57

IV.6. RESULTATS DE CALCUL THERMODYNAMIQUE.....	60
IV .6.1. Interprétation des résultats.....	61
IV.7. INTERPRETATION DES RESULTATS.....	68
IV.7. 1. commande en boucle ouverte (sans régulation du régime moteur).....	68
IV.7.2. Commande en boucle fermée (régulation du régime moteur).....	68
IV.8. CONCLUSION.....	69
<i>CONCLUSION GENERALE.....</i>	70

Table des Notations

Seules les variables principales sont reprises dans ce glossaire :

δ_{av}	angle d'avance à l'allumage ($^{\circ}$)
C_m	couple de combustion (Nm)
C_r	couple résistant (Nm)
C_f	couple de frottements (Nm)
\dot{m}_{pap}	débit d'air traversant la vanne papillon ($kg \cdot s^{-1}$)
\dot{m}_{cyl}	débit massique d'air entrant dans les cylindres ($kg \cdot s^{-1}$)
\dot{m}_f	débit massique d'essence entrant dans les cylindres ($kg \cdot s^{-1}$)
m_{fv}	débit massique d'essence sous forme de vapeur ($kg \cdot s^{-1}$)
m_{ff}	débit massique d'essence sous forme liquide ($kg \cdot s^{-1}$)
\dot{m}_{inj}	débit massique en sortie d'injecteur ($kg \cdot s^{-1}$)
P_{col}	pression dans le collecteur d'admission (bar)
P_{ech}	pression dans le collecteur d'échappement (bar)
P_{at}	pression atmosphérique (bar)
R	constante des gaz spécifique de l'air ($\approx 287 J \cdot kg^{-1} \cdot ^{\circ}K^{-1}$)
T_{col}	température dans le collecteur d'admission ($^{\circ}K$)
T_{ech}	température dans le collecteur d'échappement ($^{\circ}K$)
T_{at}	température ambiante ($^{\circ}K$)
λ_{cyl}	rapport air-essence
λ_s	rapport air-essence stoechiométrique
λ	richesse mesurée du mélange air/essence
$\dot{\phi}_{pap}$	angle d'ouverture du papillon de l'air frais (deg)
θ	angle du vilebrequin (rad)
$\dot{\theta}$	régime instantané du moteur thermique (rad. s^{-1})
$\ddot{\theta}$	accélération instantanée du moteur thermique ((rad. s^{-2}))
N_e	régime du moteur thermique (tr.min $^{-1}$)
J	moment d'inertie du moteur thermique ($kg \cdot m^2$)
n_{cyl}	nombre de cylindres
η_{comb}	rendement de combustion du moteur (%)
η_{th}	rendement thermodynamique du moteur (%)

η_{cycle}	rendement cyclique du moteur (%)
η_{mec}	rendement mécanique du moteur (%)
η_{global}	rendement globale du moteur (%)
η_v	rendement volumétrique (%)
r_c	rapport de compression du moteur
ρ_{air}	densité de l'air (kg.m^{-3})
V_{col}	volume du collecteur d'admission (m^3)
V_d	cylindrée totale du moteur thermique (m^3)

Liste des figures

- Figure I.1** Schéma de principe d'un véhicule électrique
- Figure I.2** Composants d'un groupe motopropulseur (Cas d'un véhicule conventionnel)
- Figure.I.3.** Cheminement de l'énergie avec un véhicule conventionnel
- Figure.I.4.** L'architecture hybride série
- Figure.I.5.** L'architecture hybride parallèle simple arbre
- Figure.I.6.** L'architecture double arbre
- Figure.I.7.** L'architecture hybride combinée
- Figure.I.8.** Les différents modes de fonctionnement du véhicule hybride
- Figure.II.1.** Architecture d'un moteur thermique /SW 1 /
- Figure.II.2.** Les deux configurations de base des moteurs thermiques
- Figure.II.3.** Eléments principaux du moteur
- Figure.II.4.** différents moyens d'alimentation en essence
- Figure.II.5.** Le moteur thermique à allumage commandé /SW3/
- Figure.II.6.** Schéma de principe
- Figure II.7.** Cycle à 04 temps d'un moteur à allumage commandé
- Figure.II.8.** L'admission
- Figure.II.9.** La compression
- Figure.II.10.** La détente
- Figure.II.11.** L'échappement
- Figure.II.12.** Emissions polluantes en fonction de la richesse
- Figure.II.13.** Diagramme théorique de Clapeyron de la pression en fonction du volume
- Figure.II.14.** Définition du référentiel en degrés
- Figure.II.15.** Séquence ment de l'injection dans le cycle pour un moteur a AC a injection indirecte
- Figure.II.16.** Fonctionnement en mode homogène, injection pendant la phase d'admission
- Figure.II.17.** Fonctionnement en mode stratifié, injection pendant la phase de compression
- Figure.III.1.** Schéma de principe d'un moteur à allumage commandé avec EGR
- Figure.III.2.** Schéma fonctionnel d'un moteur thermique(essence) .
- Figure.III.3.** Schéma du circuit d'admission d'air frais
- Figure.III.4.** Géométrie de la vanne papillon
- Figure.III.5.** Schéma du collecteur d'admission d'air avec EGR
- Figure.III.6.:** évolution des systèmes d'injection d'essence de 1970 à nos jours.

Figure.III.7. injection indirecte multipoint

Figure.III.8. phénomène de mouillage des parois

Figure.III.9. émissions, puissance et consommation du moteur en fonction de la richesse

Figure.III.10. Le modèle de combustion 1-zone

Figure.III.11. Le modèle de combustion 2-zones

Figure.III.1. Schéma de principe d'un moteur à allumage commandé

Figure.III.2. Schéma fonctionnel d'un moteur thermique(essence)

Figure.III.3. Schéma du circuit d'admission d'air frais

Figure.III.4. Schéma de synoptique du système d'admission d'air

Figure.III.5. débit d'air traversant la vanne papillon

Figure.III.6. Géométrie de la vanne papillon

Figure.III.7. Section d'ouverture d la vanne papillon

Figure.III.8. Fonction non linéaire continue

Figure.III.9. model de débit d'air admis dans le cylindre

Figure.III.10. schéma du collecteur d'admission

Figure.III.11. Modèle de la pression dans le collecteur

Figure.III.12. évolution des systèmes d'injection d'essence de 1970 à nos jours.

Figure.III.13. différent type d'injection

Figure.III.13. phénomène de mouillage des parois

Figure.III.14. émissions, puissance et consommation du moteur en fonction de la richesse

Figure.III.15. Model de couple moteur

Figure.III.15. Model de couple moteur

Figure.III.17. biellemanivelle

Figure.III.18. Schéma de principe

Figure.III.19. Structure de régulation de régime d'un moteur thermique

Figure IV.1. Schéma de principe

Figure IV .2. Exemple d'une boucle de régulation de la richesse du mélange air/carburant

Figure. IV.3 . Structure d'une boucle de régulation du régime moteur

Figure.IV.4. Schéma de simulation en boucle ouverte (Sans régulation de régime)

Figure.IV.5. Schéma de simulation (régulation du régime moteur)

Figure.IV.6. diagramme (P-V) . pression en fonction de volume

Figure.IV.7. Les efforts des gaz en fonction de l'angle vilebrequin

Figure.IV.8. Les pressions des gaz en fonction de l'angle vilebrequin

Figure.IV.9. couple en fonction de l'angle vilebrequin

Figure.IV.10. l'influence de pression des gaz en fonction de taux de compression.

Introduction Générale

De nos jours, Le nombre de véhicules conventionnel en circulation ne cesse d'augmenter. Compte tenu que le pétrole est une ressource non renouvelable et avec les préoccupations grandissantes en matière de pollution atmosphériques (particulièrement pour les gaz à effet de serre responsables du réchauffement de la planète), des solutions alternatives à l'utilisation du moteur à combustion seul sont présentement étudiées de façon intensive.

Les véhicules électriques sont apparus, dans un premier temps, comme une solution prometteuse. Leur faible autonomie combinée à un coût trop élevé ne leur a pas permis d'être concurrentiels vis-à-vis de leur homologue conventionnel.

Aujourd'hui, certains chercheurs et ingénieurs se sont donc tournés vers un compromis entre le véhicule conventionnel et le véhicule électrique: **un véhicule hybride**, utilisant les deux technologies simultanément, en d'autres termes, la traction du véhicule est assurée au moins par deux types de moteurs à savoir: un moteur électrique et un moteur thermique à combustion interne. En fait, les véhicules hybrides représentent une alternative intéressante aux véhicules électriques et conventionnels.

Dans ce contexte, l'objectif de notre étude est d'établir en premier lieu un modèle du moteur thermique à allumage commandé "moteur essence" (capable de reproduire l'évolution des paramètres essentiels pour le contrôle moteur, et dans la perspective d'utilisation dans le contrôle et diagnostic des véhicules hybrides. Les méthodes de modélisation sont nombreuses et nous avons le choix entre plusieurs voies. Le problème réside dans le fait que le moteur thermique est un système complexe, pluridisciplinaire, non linéaire avec saturations d'actionneurs. En outre, de nombreuses grandeurs physiques importantes sont difficiles à modéliser pour les exploiter au contrôle moteur.

Les objectifs du contrôle (consommation, pollution, performances) sont souvent concurrents et un compromis doit être trouvé

Avec l'avènement de l'électronique et de l'informatique embarquées, l'automatique moderne a, dans ce contexte, un rôle majeur à jouer. L'orientation choisie pour notre étude, en l'occurrence la régulation du régime moteur. Elle porte essentiellement sur le contrôle de la chaîne d'air d'un moteur à allumage commandé.

Ce mémoire est organisé de la façon suivant:

Le chapitre 1 introduit le sujet en exposant des notions générales sur les véhicules électriques, conventionnel et notamment les véhicules hybrides. Les structures de base (série, parallèle et combinée) de ces derniers sont aussi exposées.

Dans le chapitre 2 seront passé en revue la structure générale, le principe de fonctionnement et les caractéristiques essentielles d'un moteur thermique à allumage commandé.

La modélisation du moteur à allumage commandé pour les véhicules hybrides et ce, dans la perspective d'utilisation en commande et diagnostic a fait l'objet du chapitre 3.

Le chapitre 4 est consacré à la présentation des résultats de simulation du modèle en questions, et ce pour le cas d'une régulation du régime moteur comme première application suivi de leurs interprétations.

Enfin, on termine avec une conclusion générale et quelques perspectives.

I.1. Introduction

Ce chapitre présente succinctement les deux types de véhicules à savoir : électrique et conventionnel, les avantages et les inconvénients de chaque type de véhicule, ainsi qu'une autre solution semble aujourd'hui voir le jour : c'est les véhicules hybrides.

Les composants couramment utilisés dans ces derniers sont rappelés, ainsi que leurs différentes associations qui permettent de décrire les grandes classes d'architectures existantes : série, parallèle, combinée.

I.2. Les véhicules électriques

Un véhicule électrique est un véhicule dont la propulsion est assurée par un moteur fonctionnant exclusivement à l'énergie électrique. Les véhicules électriques présentent également des avantages séduisants. Leur 'carburant' est moins cher et ils sont plus simples d'entretien.

Le véhicule électrique est non seulement silencieux et non polluant, mais aussi économe et simple d'utilisation. Ses performances de vitesse et d'accélération sont incomparables à celles d'un véhicule moyen dans les zones urbaines. Leur principal inconvénient réside aujourd'hui dans leur faible autonomie, leur prix d'achat élevé, notamment pour les batteries.

L'économie du véhicule électrique fait que son prix de revient kilométrique, intégrant l'ensemble des coûts et produits (coût d'acquisition, aides de l'état, produit de revente), est largement supérieur à celui d'un véhicule diesel.

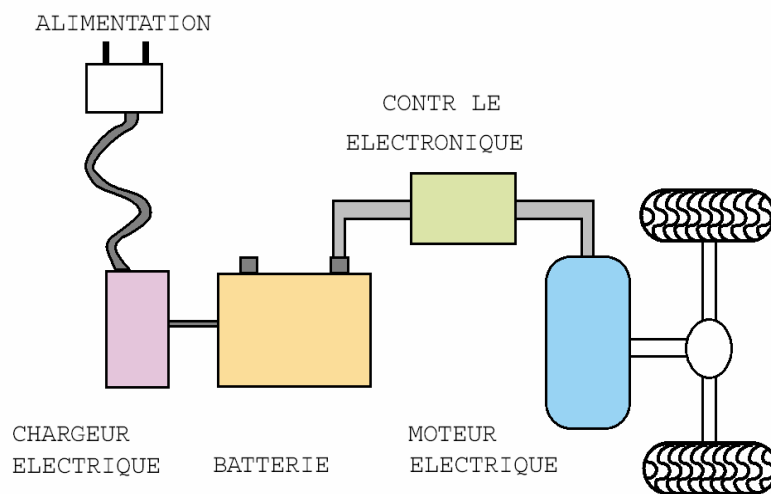


Figure I.1. Schéma de principe d'un véhicule électrique

I.3. Les véhicules conventionnels

Les véhicules automobiles conventionnels utilisent un moteur à combustion interne dimensionné pour les conditions de puissance de pointe nécessaires pour les accélérations ou la montée de pentes abruptes à haute vitesse. Le moteur est donc sous-exploité lorsqu'on roule à vitesse de croisière quasi constante, sur route relativement nivelée, ce qui prévaut pour la majeure partie de l'utilisation du véhicule.

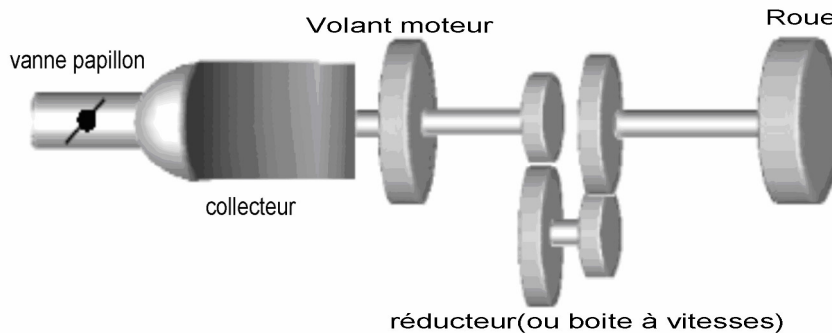


Figure I.2. Composants d'un groupe motopropulseur
(Cas d'un véhicule conventionnel)

Le rendement d'un moteur à combustion sous-exploité n'est, en général, pas très bon. Un moteur donne un meilleur rendement lorsqu'il développe un couple qui se rapproche de son couple maximum.

Outre la limite thermodynamique inhérente au cycle Otto par lequel les moteurs à essence convertissent l'énergie calorifique en puissance mécanique, ces moteurs comportent aussi des pertes mécaniques par friction et une partie de la puissance est utilisée pour entraîner les appareils auxiliaires nécessaires à son fonctionnement. Deux exemples typiques de ces appareils sont la pompe à l'huile et la pompe à eau. Les pertes mécaniques et les puissances parasites sont évidemment plus faibles si le moteur est plus petit, d'où un meilleur rendement à faible puissance. C'est la raison pour laquelle les voitures comportant des moteurs de petites cylindrées sont plus économiques.

Une fois déduites les pertes d'énergie dans le moteur lui-même, des pertes mécaniques supplémentaires sont présentes dans les organes de transmission (boîte de vitesses, différentiel, joints de cardan, etc.). Finalement la puissance nette est utilisée pour vaincre la friction de l'air et la résistance au roulement, pour accélérer le véhicule et pour gravir les pentes.

L'action de gravir une pente constitue une accumulation d'énergie sous forme d'énergie potentielle. Si la pente n'est pas trop raide, cette énergie est en partie récupérée Lors

de la descente par une baisse de la charge au moteur. Dans le cas contraire, une bonne partie est dissipée en chaleur par freinage. L'accélération du véhicule, pour sa part, constitue une accumulation de l'énergie sous forme d'énergie cinétique dans la masse du véhicule. Cette énergie cinétique est en bout de ligne entièrement gaspillée sous forme de chaleur lors du freinage. La figure I.1 résume schématiquement le cheminement de l'énergie avec un véhicule conventionnel.

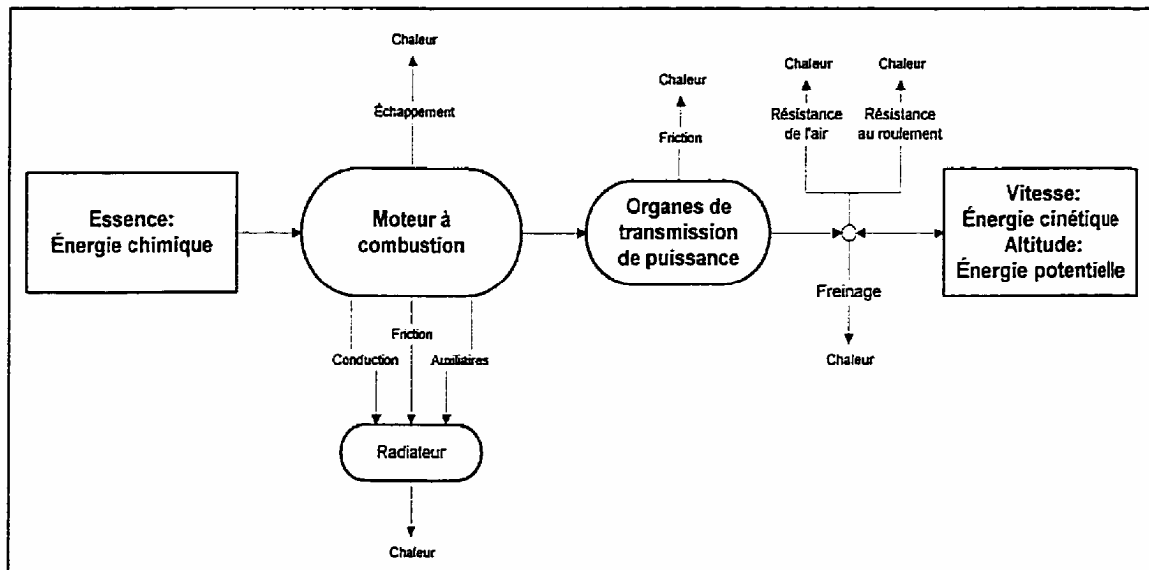


Figure .I.3. Cheminement de l'énergie avec un véhicule conventionnel

En résumé, les inconvénients qu'on peut noter des véhicules conventionnels sont les suivants:

- un faible rendement du moteur à combustion dans les conditions de basse puissance, qui prévalent pour la majeure partie de l'utilisation;
- des émissions de polluants assez importantes;
- un gaspillage d'énergie et des émissions pendant les arrêts de courte durée (ex. feu rouge);
- un gaspillage d'énergie lors du freinage.

Une autre solution semble aujourd'hui voir le jour : **les véhicules hybrides.**

I.4. Les véhicules hybrides

On appelle “ véhicule à système de propulsion hybride ”, ou simplement “ véhicule hybride ”, un véhicule qui comporte au minimum un moteur à combustion et un ou plusieurs moteurs électriques de traction. Généralement, un véhicule hybride comporte aussi une capacité de stockage d'énergie, soit: des batteries électrochimiques, des accumulateurs électromécaniques, des condensateurs, et des éléments de transmission mécanique pour assurer la traction du véhicule.

I.5. Composants utilisés dans les véhicules hybrides

Ce paragraphe reprend de façon succincte les différents composants couramment utilisés. On retrouve évidemment les composants servant à stocker l'énergie, deux organes de traction de type différent (électrique et mécanique) ainsi que des éléments de transmission.

- **Stockage de l'énergie**

Les véhicules hybrides utilisent au moins une source d'énergie réversible. Pour stocker l'énergie, le composant le plus couramment utilisé est la batterie. Les batteries au plomb sont parmi les moins chères mais elles sont aussi les plus lourdes et peu performantes. D'autres technologies, ayant généralement un meilleur rendement et sont plus légères peuvent être utilisées, comme par exemple le Nickel Métal Hydrure, le Lithium Ion. Néanmoins, aujourd'hui, leur coût est plus élevé et leur gestion (température, cycles de charge décharge, estimation de l'état de charge) s'avère plus délicate.

D'autres composants ont été envisagés pour le stockage de l'énergie : les supercapacités les volants d'inertie mais leur usage reste relativement marginal. Il semble que l'association de batteries et de supercapacités soit une solution intéressante d'un point de vue technique mais relativement coûteuse à mettre en œuvre.

Souvent, pour des raisons évidentes de coût, les principaux composants et/ou technologies mis en œuvre dans les véhicules hybrides sont déjà utilisés dans l'automobile.

- **Moteurs**

Toutes les technologies du moteur thermique sont envisageables. On peut citer, par exemple, les moteurs diesel, essence, GPL ou bien encore au gaz naturel. Chacune de ces technologies a des caractéristiques différentes que ce soit en termes de pollution, de performance, de rendement, d'encombrement et de poids, ou de

consommation. Les technologies les plus couramment utilisées pour les applications au véhicule hybride sont les moteurs diesel et essence.

Pour les moteurs électriques, toutes les technologies sont également envisageables : moteur à courant continu, synchrone ou asynchrone, etc. Une des caractéristiques essentielles des véhicules hybrides est le taux d'hybridation, c'est à dire le rapport entre la puissance du moteur thermique et la puissance totale installée dans le véhicule. Lorsque le taux d'hybridation est proche de 1, le moteur électrique a une faible puissance, comme par exemple les alterno-démarrateurs qui permettent de démarrer quasi instantanément le moteur thermique.

Lorsque le taux d'hybridation est proche de 0.5 le ou les moteurs électriques participent à la propulsion du véhicule et/ou à la recharge des batteries.

- **Piles à combustible**

Les piles à combustible produisent de l'électricité à partir d'hydrogène et leur fonctionnement est pratiquement zéro émission. Cependant, leur utilisation dans le domaine de l'automobile reste au stade du prototype et soulève de nombreux problèmes comme par exemple le stockage de l'hydrogène, ou l'encombrement des composants annexes (compresseurs, radiateurs, etc.). D'autre part, la distribution d'hydrogène à grande échelle nécessiterait une mise à jour complète du système de distribution de carburant actuel. Pour remédier à ce problème, des reformeurs embarqués permettraient de produire l'hydrogène à partir de carburants fossiles, (méthanol, éthanol) mais là encore de nombreux problèmes techniques sont à résoudre.

- **Transmissions**

Les transmissions mécaniques sont celles couramment utilisées dans les véhicules conventionnels: embrayage (utilisé pour accoupler/désaccoupler deux ensembles mécaniques), boîte de vitesses (manuelle ou automatique) ou variateur continu de vitesse, train planétaire (système mécanique à trois arbres dans lequel le régime de l'arbre de sortie est égal à la somme des régimes des arbres d'entrées), différents types de réducteurs (à courroie, chaîne ou engrenages), ...etc.

Les différentes façons d'associer ces composants permettent de définir plusieurs architectures de groupes motopropulseurs.

I.6. Principales architectures de véhicules hybrides

On distingue trois grandes familles d'architecture : série, parallèle et combinée. Une manière de différencier les deux premières est de considérer la nature du point de jonction entre les différentes chaînes de traction, appelé 'nœud'. Dans l'architecture 'Série', le nœud est électrique, dans l'architecture parallèle, il est mécanique.

I.6.1. Architecture série

Dans l'architecture série, figure 1, la propulsion est intégralement assurée par un moteur électrique. Ce dernier peut être alimenté par les batteries et/ou par le groupe électrogène. Ce type d'architecture est souvent utilisé dans les bus hybrides. Une utilisation « naturelle » de ce type d'architecture consiste à augmenter l'autonomie d'un véhicule électrique par l'ajout d'un groupe électrogène. Cette architecture nécessite un moteur électrique relativement puissant car il assure à lui seul l'intégralité de la propulsion. Le taux d'hybridation est donc généralement élevé

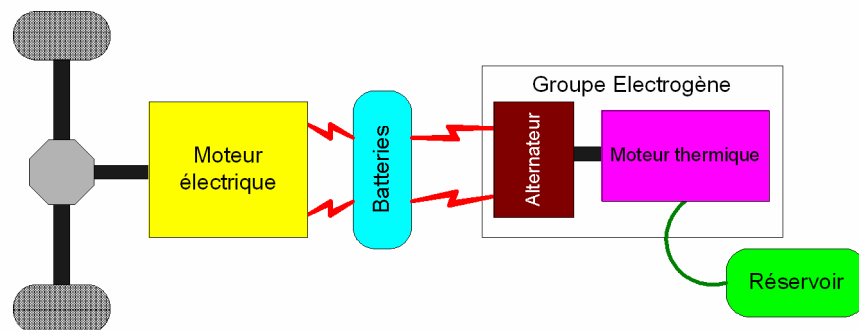


Figure I.4. L'architecture hybride série

Un des inconvénients majeur de ce type d'architecture est le faible rendement global de l'ensemble car la puissance mécanique délivrée par le moteur thermique est tout d'abord convertie en puissance électrique par l'alternateur, éventuellement stockée dans les batteries, puis reconvertie en puissance mécanique par le moteur électrique. Cependant, du point de vue de la commande, cette architecture offre deux degrés de liberté : le régime et le couple du moteur thermique peuvent être choisis quasiment indépendamment des conditions de conduite

I.6.2. Architecture parallèle

Pour l'architecture parallèle, le point de jonction entre les différentes chaînes de traction est cette fois mécanique. Lorsque les différents moteurs sont solidaires du même arbre, figure I.2, on parle d'architecture hybride parallèle simple arbre.

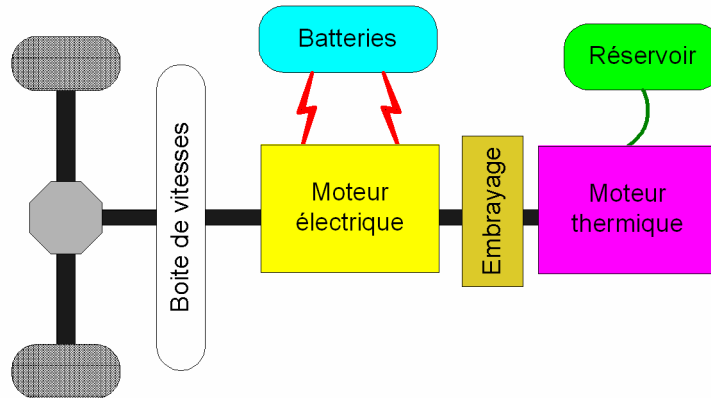


Figure I.5. L'architecture hybride parallèle simple arbre

Lorsque le moteur électrique a une très faible puissance, on parle alors d'alternodémarrreur et celui-ci est placé avant l'embrayage. Dans ce cas, la propulsion est quasi intégralement assurée par le moteur thermique et l'alternodémarrreur n'est utilisé que dans la phase de démarrage du moteur thermique. Le moteur thermique est arrêté dès que le véhicule est arrêté afin de réduire la consommation et les émissions de polluants. Lors des phases de démarrage, le moteur thermique pouvant être entraîné à régime beaucoup plus élevé qu'avec un démarreur classique, les émissions de polluants sont réduites de manière significative.

Lorsque les deux moteurs ont des puissances similaires, le moteur électrique est placé entre l'embrayage et la boîte de vitesses. Les régimes des deux moteurs sont linéairement dépendants du régime des roues. Il s'agit alors de répartir le couple aux roues nécessaire à la propulsion du véhicule entre les deux moteurs, en tenant compte des rapports de boîte. L'un des inconvénients inhérent à cette architecture est la perte de couple aux roues apparaissant lors des changements de rapports, qui dégrade le confort de conduite.

Pour remédier à cet inconvénient, la boîte de vitesses peut être remplacée par un

variateur continu de vitesse. Le moteur électrique peut également être connecté sur un arbre différent, on parle dans ce cas d'architecture double arbre, figure 3. On s'aperçoit que le dimensionnement des composants et la répartition de puissance, sur les deux chaînes de traction sont moins contraints.

Dans l'architecture double arbre, les deux moteurs ont des régimes indépendants et à tout moment la traction du véhicule est assurée par un des deux moteurs.

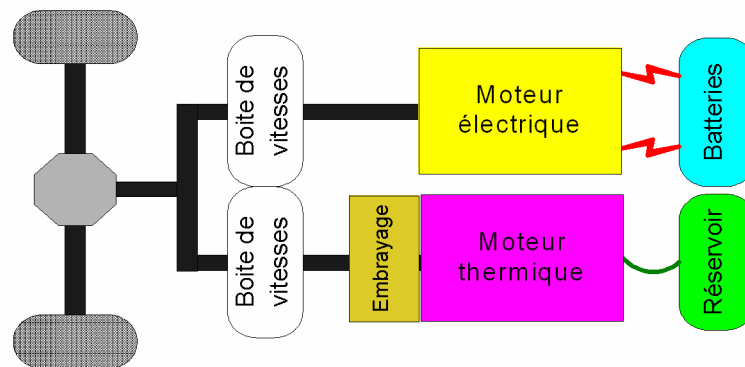


Figure I.6. L'architecture double arbre

Lorsque le moteur électrique est relié directement aux roues, pour assurer une réduction de consommation de carburant et des émissions de polluants significative, sa puissance doit être relativement importante. L'utilisation d'un moteur électrique de moindre puissance reste possible si une deuxième boîte de vitesses est ajoutée, figure I.3. Cependant, pour des raisons de coût et de complexité mécanique cette dernière solution semble difficilement envisageable.

Dans les architectures simple et double arbre, le couple aux roues résulte de l'addition des couples fournis par les moteurs. L'architecture combinée met en œuvre un train planétaire afin de réaliser une addition de vitesse, figure I.4.

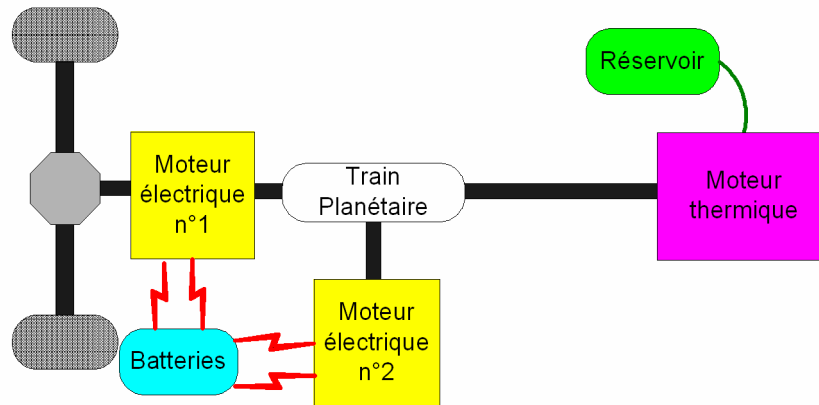


Figure I.7. L'architecture hybride combinée

Si seulement un moteur thermique et un moteur électrique sont utilisés, le seul degré de liberté est le choix des régimes de chacun des moteurs. Par contre, si un deuxième moteur électrique est ajouté, figure I.4, alors le couple et le régime du moteur thermique peuvent être choisis presque indépendamment des conditions de conduite (vitesse du véhicule, couple demandé aux roues par le conducteur) .

Cette liste d'architectures est loin d'être exhaustive, mais représente les configurations les plus utilisées. D'autres ont été proposées mais elles sont généralement plus complexes (plusieurs embrayages, 3 moteurs électriques, etc.) .

I.6.3. Principaux modes de fonctionnement

Les véhicules hybrides disposant de plusieurs sources d'énergie pour assurer leur propulsion, on distingue trois principaux modes de fonctionnement possibles, figure 5. D'une façon très générale, on peut les résumer de la manière suivante :

- Le mode *thermique pur* correspond à une propulsion intégralement assurée par le moteur thermique. Les performances en termes de consommation et de pollution sont alors similaires à celles d'un véhicule conventionnel ;
- Le mode *électrique pur* correspond à une propulsion intégralement assurée par le moteur électrique. Le véhicule est alors dit ZEV (Zero Emission Vehicle) et les performances en terme de dynamique et d'agrément de conduite sont similaires à celles d'un véhicule électrique. Ce mode conduit à plus ou moins long terme à la décharge des batteries ;

- le mode *hybride* correspond à une propulsion assurée par les deux moteurs simultanément. Plusieurs cas de figures sont envisageables, figure 5. En traction, l'énergie nécessaire à la propulsion du véhicule peut être délivrée soit par les deux moteurs, soit par le moteur thermique seul. Le moteur électrique est alors utilisé pour recharger les batteries en roulant. En freinage, le moteur électrique récupère une partie de l'énergie cinétique du véhicule ainsi qu'un supplément délivré par le moteur thermique.

Une fois l'architecture sélectionnée, le choix des technologies et le dimensionnement des composants sont essentiels car ils déterminent non seulement les performances dynamiques du véhicule (accélération maximale, vitesse maximale, etc.) mais aussi la consommation moyenne du véhicule et ses émissions de polluants. Généralement, ces choix sont des compromis entre performances dynamiques, consommation et émissions, et bien sur, coût de fabrication.

Cependant, tous ces choix ne peuvent être effectués uniquement au regard de critères purement techniques. Les attentes des consommateurs, les différentes utilisations possibles du véhicule hybride sont également des facteurs à prendre en compte dans la problématique générale des véhicules hybrides.

Mode électrique pur	Freinage du véhicule : $C_r(t) < 0$	<p>$C_r(t) < 0$ Moteur électrique Moteur thermique $C_m(t) = 0$</p>	<u>Freinage récupératif en mode électrique pur :</u> L'énergie cinétique du véhicule est récupérée par le moteur électrique pour recharger les batteries.
	Traction du véhicule : $C_r(t) \geq 0$	<p>$C_r(t) \geq 0$ Moteur électrique Moteur thermique $C_m(t) = 0$</p>	<u>Traction en mode électrique pur :</u> Le moteur électrique fournit l'intégralité de l'énergie nécessaire à la propulsion du véhicule.
Mode thermique pur	Traction du véhicule : $C_r(t) \geq 0$	<p>$C_r(t) \geq 0$ Moteur électrique Moteur thermique $C_m(t) > 0$</p>	<u>Traction en mode thermique pur :</u> Le moteur thermique fournit l'intégralité de l'énergie nécessaire à la propulsion du véhicule.
	Freinage du véhicule : $C_r(t) < 0$	<p>$C_r(t) < 0$ Moteur électrique Moteur thermique $C_m(t) = 0$</p>	<u>Freinage en mode thermique pur :</u> Le moteur thermique n'étant pas réversible, l'intégralité de l'énergie cinétique du véhicule est dissipée sous forme de chaleur dans les freins.
Mode Hybride	Traction du véhicule : $C_r(t) \geq 0$	<p>$C_r(t) \geq 0$ Moteur électrique Moteur thermique $C_m(t) > 0$</p>	<u>Traction du véhicule en mode hybride :</u> Les deux moteurs participent à la propulsion du véhicule.
	Traction du véhicule : $C_r(t) \geq 0$	<p>$C_r(t) \geq 0$ Moteur électrique Moteur thermique $C_m(t) > 0$</p>	<u>Traction du véhicule en mode hybride :</u> Le moteur thermique fournit l'intégralité de l'énergie nécessaire à la propulsion du véhicule ainsi qu'un supplément qui est récupéré par le moteur électrique afin de recharger les batteries.
	Freinage du véhicule : $C_r(t) < 0$	<p>$C_r(t) < 0$ Moteur électrique Moteur thermique $C_m(t) > 0$</p>	<u>Freinage récupératif en mode hybride :</u> L'énergie cinétique du véhicule et l'énergie produite par le moteur thermique sont récupérées par le moteur électrique afin de recharger les batteries.

Figure I.8. Les différents modes de fonctionnement du véhicule hybride

Un des éléments qui détermine en partie l'utilisation possible du véhicule hybride est la capacité de la batterie car elle détermine l'autonomie du véhicule en mode électrique pur. Actuellement, le prix des batteries est relativement élevé et donc, dans l'immédiat, les premiers véhicules hybrides commercialisés (Toyota *Prius*, Nissan *Tino*, Honda *Insight*) ne disposent que d'une faible capacité de batterie ne permettant pas le fonctionnement en mode électrique pur .

On peut émettre l'hypothèse que, plus tard, avec l'introduction en plus grande quantité de véhicules hybrides sur le marché, le prix des batteries diminuera et l'autonomie en mode électrique pur atteindra entre 30 et 60 km. Le véhicule hybride pourrait alors être utilisé en mode électrique pur pour assurer la plupart des petits trajets quotidiens. Les kilomètres effectués en mode électrique pur auront un prix de revient très faible en comparaison à celui du carburant .

Sous certaines conditions, une réduction des performances dynamiques (accélération et vitesse maximale) du véhicule permet de réduire à la fois la consommation de carburant et les émissions de polluants. Il est alors envisageable de proposer à l'utilisateur, par exemple à travers un bouton sur le tableau de bord, un mode 'économique et moins polluant' dans lequel il accepte de dégrader volontairement les performances du véhicule.

Pour que ce mode de fonctionnement puisse être accepté par les utilisateurs, un compromis entre réduction des performances, de la consommation, et des émissions devra être trouvé.

I.7. Conclusion

Ce premier chapitre a rappelé quelques éléments de base des véhicules hybrides. Les différents composants ont été présentés ainsi que les trois grandes familles d'architectures que l'on peut rencontrer : série, parallèle et combinée. On conclure de ce qui précède, que le véhicule hybride cumule les avantages du véhicule électrique pour les courts trajets et ceux du véhicule conventionnel pour les trajets plus longs. En effet, d'un point de vue technique, ce type de véhicule est tout à fait envisageable, il peut permettre une réduction significative des émissions de polluants et diminuer le prix de revient au kilomètre. Le moteur à combustion interne représente la source primaire d'énergie sur le véhicule.

Dans le chapitre suivant sera présenté la constitution du moteur thermique, le principe de son fonctionnement et des processus physiques impliqués.

II.1. Introduction

Dans ce chapitre nous avons tenté de rassembler les connaissances de bases relatives au moteur à allumage commandé. Nous commençons par décrire brièvement la structure d'un moteur ainsi que la fonction des organes élémentaires et les principales caractéristiques géométriques. Nous évoquons ensuite le cycle thermodynamique à quatre temps avant de définir les rendements des cycles théoriques et les indicateurs de performance calculés à partir des diagrammes de Clapeyron.

En plus, nous évoquons les aspects spécifiques de l'injection d'essence dans le moteur à essence en passant par la formation du mélange jusqu'au déroulement de la réaction.

Ce chapitre s'achève sur la présentation des différentes émissions polluantes issues d'une combustion interne.

Pour le motoriste ou le physicien averti des phénomènes impliqués dans un moteur à combustion interne, ce chapitre ne constitue qu'un rappel. Il s'adresse plus particulièrement à l'automaticien soucieux de se familiariser avec les bases nécessaires pour mieux appréhender le fonctionnement du moteur à allumage commandé.

II.2. Généralités sur les moteurs thermiques

L'architecture des moteurs automobile repose, dans leur majorité, sur un bloc contenant plusieurs chambres de combustion séparées. Ces chambres sont délimitées par les culasses, les cylindres et les pistons. Le mouvement rectiligne alternatif de chaque piston dû à la combustion entraîne un système bielle manivelle qui permet d'obtenir le mouvement rotatif du vilebrequin.

Les performances d'un moteur dépendent, en premier lieu, de la quantité d'énergie dégagée par la combustion, donc de la quantité ainsi que de la qualité du mélange carburé présent dans la chambre de combustion. Celles-ci sont aussi directement liées à la géométrie du moteur volume de la chambre (cylindrée unitaire) et nombre de chambres ou cylindres du moteur (cylindrée totale).

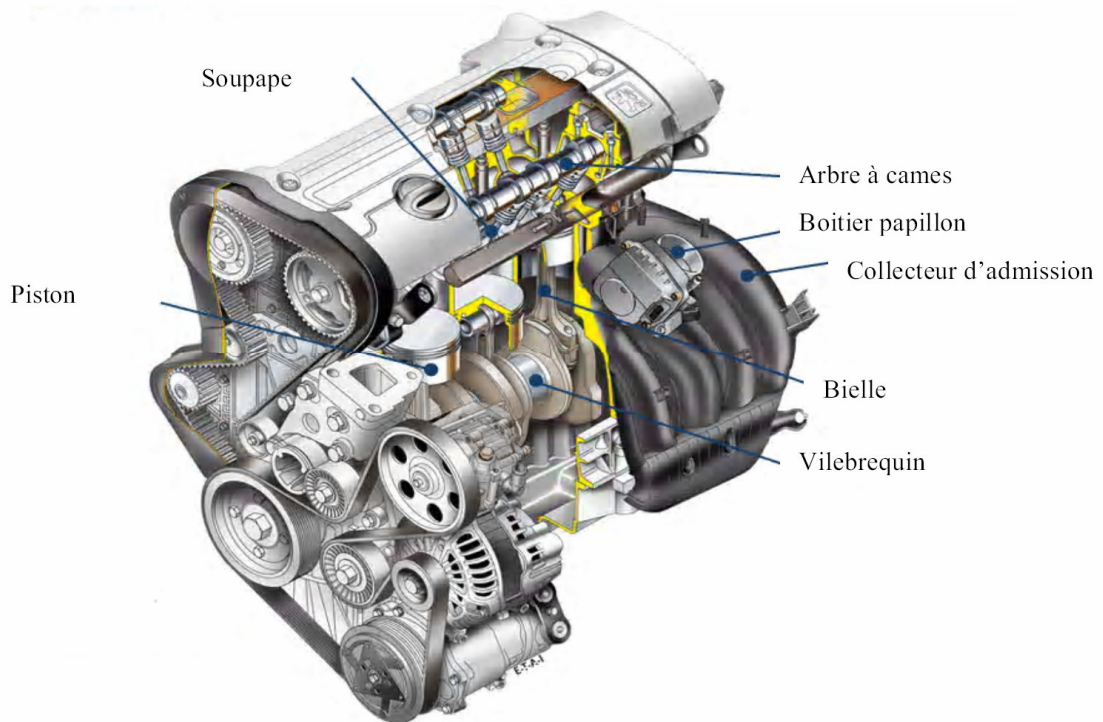


Figure .II .1. Architecture d'un moteur thermique /SW 1 /

Afin d'augmenter la puissance moyenne et de réduire les acyclismes au niveau des variations du couple qui sont dus au mouvement alternatif du piston, la configuration multicylindre est privilégiée. Selon la disposition des cylindres, deux types de moteurs multicylindres sont utilisés (figure II.2): les cylindres en ligne ou les cylindres en V.

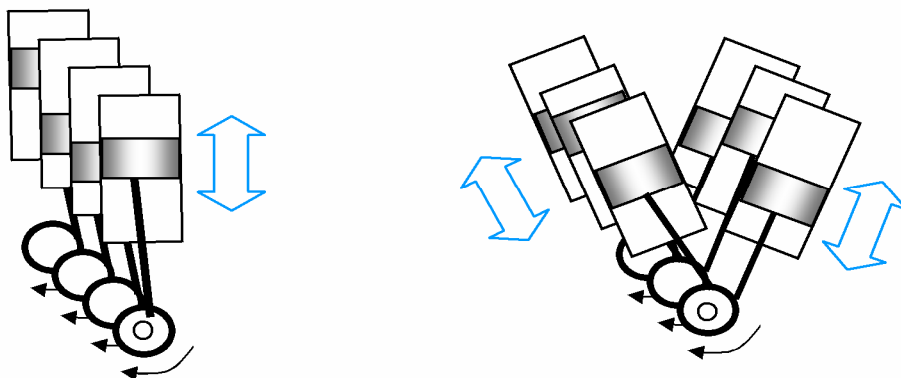


Figure.II.2. Les deux configurations de base des moteurs thermiques

La plupart des véhicules de séries actuels sont équipés de moteurs quatre cylindres ou plus.

II.3. Analyse fonctionnelle

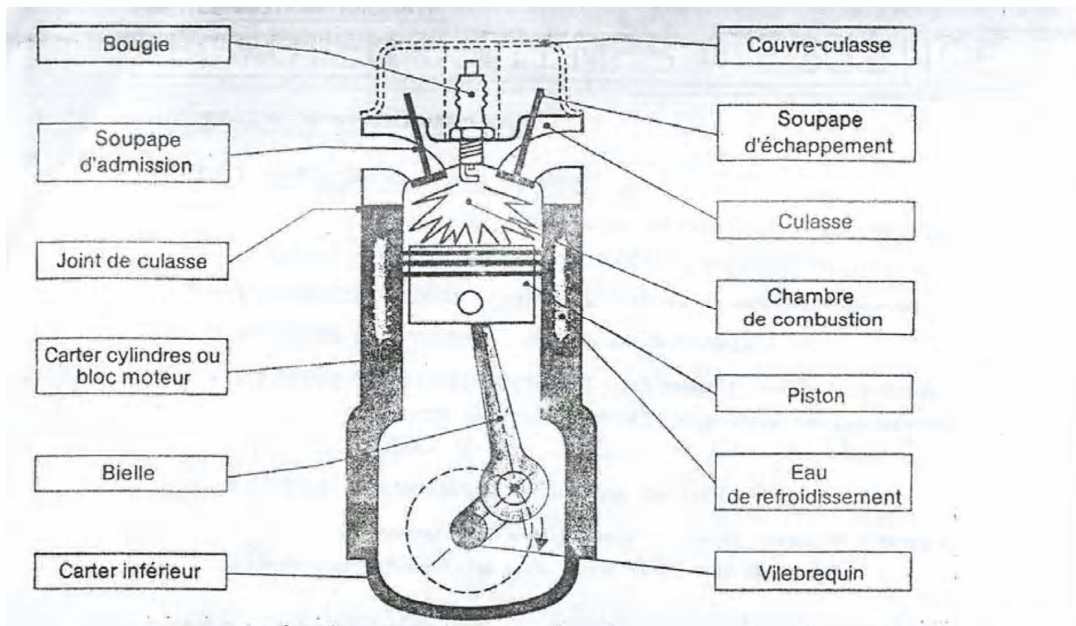


Figure.II.3. Eléments principaux du moteur

Le fonctionnement du moteur thermique est assuré par l'association de quatre grands groupes fonctionnels :

- **Les systèmes à fonctions mécaniques**
 - ❖ Le système enceinte : assure l'isolement de la masse gazeuse.
 - ❖ Le système bielle-manivelle : assure la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement de rotation.
 - ❖ Le système de distribution : commande l'ouverture et la fermeture des soupapes en temps voulu.
- **Le système de carburation** : Assure l'alimentation du moteur en mélange carburé.
- **Le système d'allumage** : Assure l'inflammation du mélange carburé.
- **Les systèmes auxiliaires** :
 - ❖ Le système de lubrification
 - ❖ Le système de refroidissement
 - ❖ Le système de démarrage et de charge (circuit électrique).

II.4. Evolution des moteurs à essence à quatre temps

Pour répondre aux normes de dépollution de plus en plus sévères imposées par la législation, les constructeurs cherchent à réduire la consommation des moteurs

et les émissions polluantes. Différentes approches peuvent être envisagées pour parvenir à ces fins et s'articulent actuellement autour des points suivants:

- La réduction des pertes mécaniques dues aux frottements.
- Une meilleure qualité de combustion interne.
- Une réduction des pertes par pompage dans le cycle thermodynamique.
- L'amélioration de l'efficacité des pots catalytiques

Nous présentons donc ici un bref historique des moteurs quatre temps à essence. Même si des améliorations notables ont été apportées aux moteurs à combustion interne, celui-ci n'a, dans son fonctionnement, que très peu évolué au cours des cinquante dernières années.

Les moteurs actuellement les plus répandus utilisent l'injection indirecte multipoints (MPI). Ce système a supplanté les carburateurs moins précis dans le dosage de l'essence. Dans la technologie MPI l'essence est injectée devant chaque soupape d'admission, entre le collecteur et le cylindre. La précision du dosage de l'essence souffre des changements de température des soupapes et du phénomène de «mouillage de paroi» qui font que des gouttelettes d'essences restent sur la paroi de la tubulure d'admission. Les nouvelles contraintes en termes de pollution montrent les limites des moteurs MPI. Afin de repousser ces limites, la dernière technologie HPDI (High Pressure Direct Injection) permet d'injecter l'essence directement dans le cylindre. Comme pour les moteurs diesel qui bénéficient depuis quelques années de cette technologie, les temps d'injection de carburant sont précisément contrôlés.

Le moteur HPDI permet d'atteindre les objectifs suivants:

- Un contrôle extrêmement précis de l'injection d'essence (plus de mouillage de paroi).
- Peu de pertes par pompage lors de l'admission des gaz dans les cylindres un meilleur rendement volumétrique et moins de pertes thermiques.
- Un temps de réponse en couple très rapide.

La figure ci-dessous présente schématiquement les différences entre moteurs à carburateur, à injection indirecte et à injection directe.

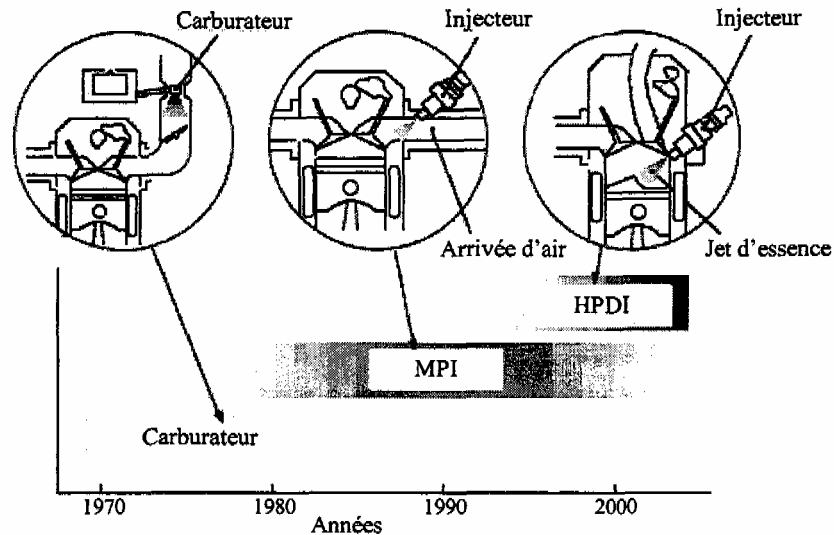


Figure II.4. Différents moyens d'alimentation en essence

II.5. Moteur thermique à allumage commandé

Par définition, un moteur thermique à allumage commandé est un moteur alternatif à combustion interne permettant de produire un travail mécanique, sous forme de rotation du vilebrequin, à partir de la combustion d'un mélange carburé (air-essence) à l'intérieur d'un cylindre, dans lequel se déplace un piston en mouvement alternatif (Figure II.5). Le déplacement du piston s'effectue entre deux limites appelées respectivement le Point Mort Haut (PMH) et le Point Mort Bas (PMB). Le volume balayé par ce déplacement de piston est la cylindrée unitaire du moteur.

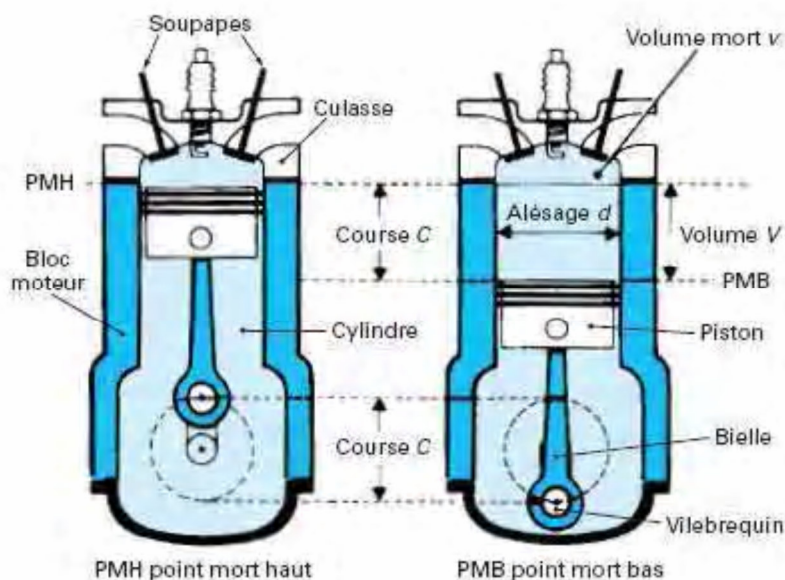


Figure II.5. Le moteur thermique à allumage commandé

II.5.1. Principe de fonctionnement

Nous ne présenterons pas dans cette partie le fonctionnement détaillé du moteur thermique mais les bases du fonctionnement de celui-ci en orientant plus particulièrement les descriptions vers les problématiques de commande.

On peut schématiser le moteur à allumage commandé à injection directe de la manière suivante:

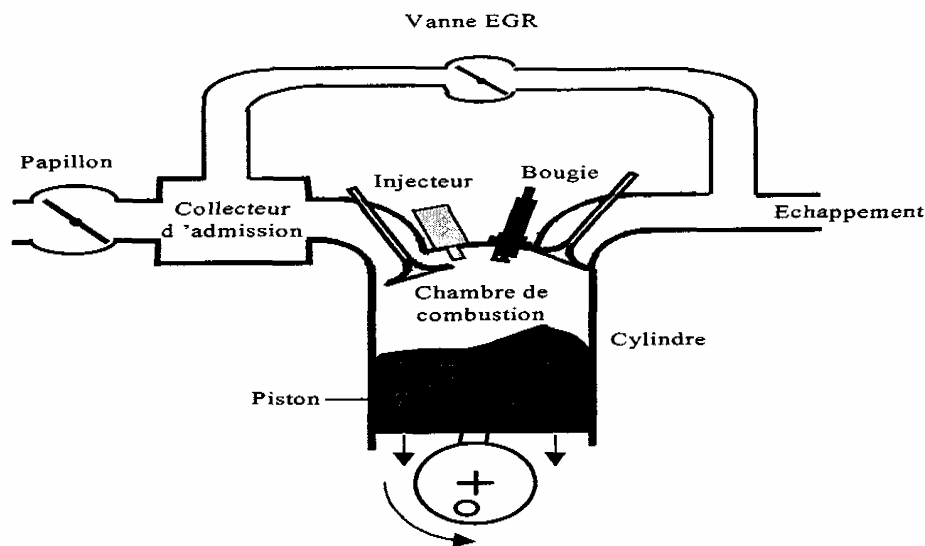


Figure II.6. Schéma de principe d'un moteur à essence avec EGR

L'air frais entre dans le collecteur avec un certain débit déterminé par la position angulaire du papillon et la contre pression (pression aval/pression amont). Une quantité de gaz d'échappement issue d'une combustion précédente et qui recircule par la vanne EGR (Exhaust Gaz Recirculation) est alors ajoutée. Ce mélange est ensuite introduit dans le cylindre, via le collecteur d'admission. Dans le cas de l'injection indirecte, le mélange air/essence est réalisé dans la tubulure d'admission allant du collecteur au cylindre. Par contre, dans le cas de l'injection directe, le mélange se fait directement dans la chambre de combustion. L'allumage du mélange est assuré en fin de compression par la bougie commandée électroniquement. La combustion du mélange air-essence conduit alors à une augmentation de pression dans le cylindre. Le résultat des forces de pression appliquées sur le piston assure alors son mouvement linéaire qui est ensuite transformé en mouvement de rotation grâce à un système de bielle-manivelle. Après la combustion, les gaz brûlés obtenus sont évacués par la ligne l'échappement conduisant au pot catalytique.

II.5.2. Le cycle de Beau de Rochas

En 1862, Alphonse Beau de Rochas rédige son mémoire décrivant le cycle de fonctionnement du moteur alternatif 4 temps à allumage commandé, appelé par abus de langage moteur à explosion, puisqu'il s'agit plutôt d'une combustion progressive du mélange.

Le cycle a pour but de représenter le travail fourni par le système lors des quatre temps du moteur. On représentera à chaque fois le diagramme P.V du cycle réel issu des travaux de Beau De Rochas. Ce cycle se déroule pendant 720° Vilebrequin ($^\circ V$), c'est-à-dire pendant deux tours. Les 04 phases de fonctionnement d'un moteur thermique sont illustrées par la figure II.7 ci-dessous.:

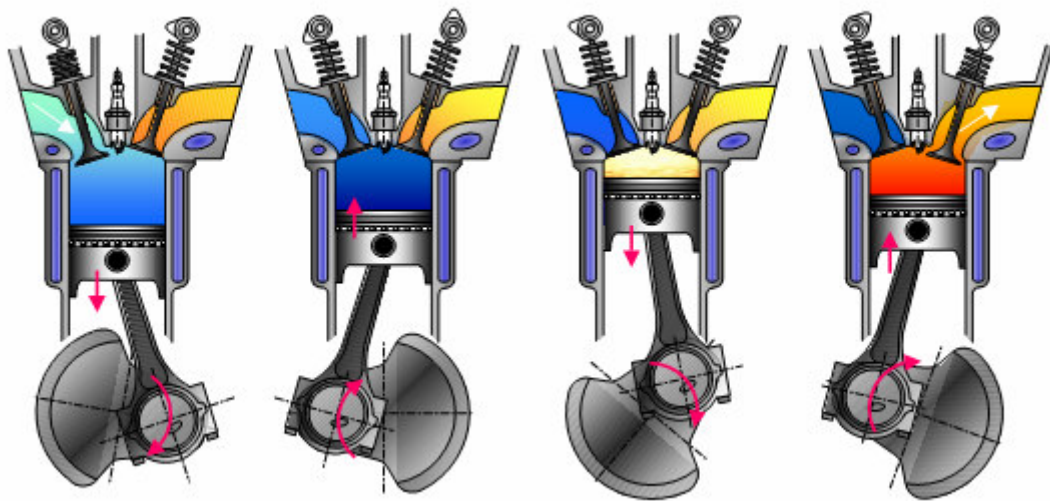


Figure II.7. Cycle à 04 temps d'un moteur à allumage commandé

- L'admission (a) : ($0^\circ V < \theta < 180^\circ V$)

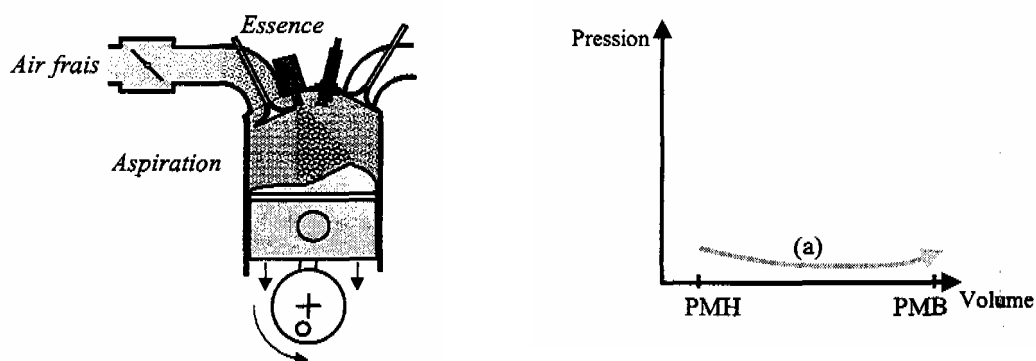


Figure II.8. L'admission

La phase d'admission se produit alors que le piston descend du PMH au PMB, créant ainsi une dépression dans le cylindre. Les pertes de charge sur le circuit d'admission (papillon, soupapes...) empêchent le remplissage théorique des cylindres de se réaliser complètement.

- **La compression (c) : ($180^\circ\text{V} < \theta < 360^\circ\text{V}$)**

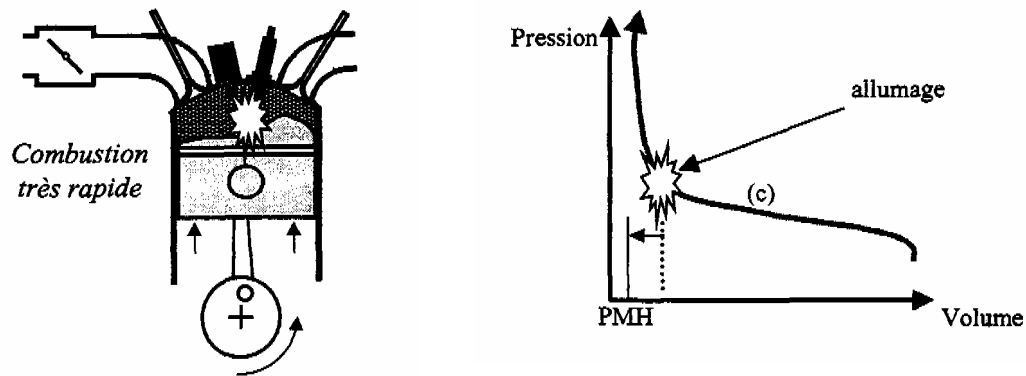


Figure II.9. La compression

La phase de compression se fait soupapes fermées pendant que le piston monte et c'est durant cette phase qu'il y a allumage du mélange (en général avant le point mort haut) qui fait augmenter très rapidement la pression dans la chambre.

- **La détente (d) : ($360^\circ\text{V} < \theta < 540^\circ\text{V}$)**

C'est pendant cette phase que le moteur fournit un travail. La combustion du mélange provoque une augmentation brutale de la pression qui pousse le piston vers le bas et génère donc un travail mécanique sur l'arbre vilebrequin.

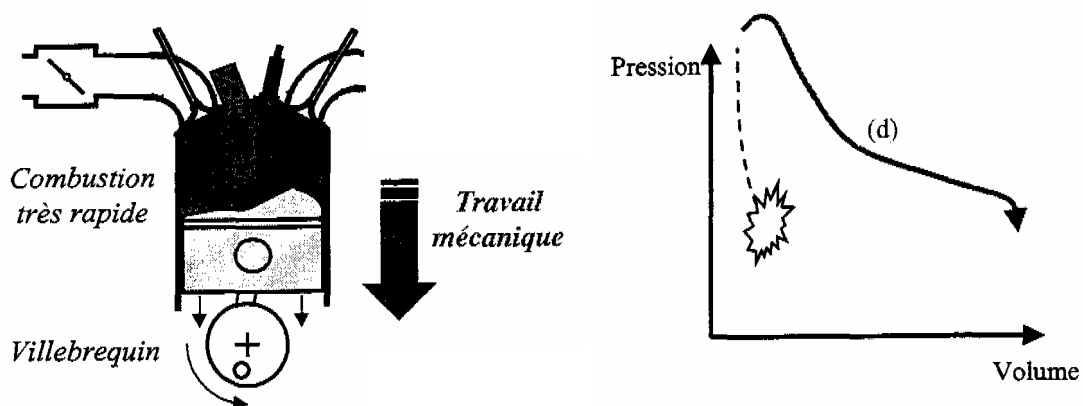


Figure II.10. La détente

- **L'échappement (e) : ($540^{\circ} \text{V} < \theta < 720^{\circ} \text{V}$)**

La phase d'échappement expulse les gaz brûlés lorsque le piston remonte, la soupape d'échappement ouverte. A cause de l'inertie de transfert des gaz, le remplissage optimal est obtenu en ouvrant la soupape d'admission avant le PMH et de la même manière en fermant la soupape d'échappement après le PMH, elles sont donc ouvertes pendant un intervalle appelé «croisement des soupapes ».

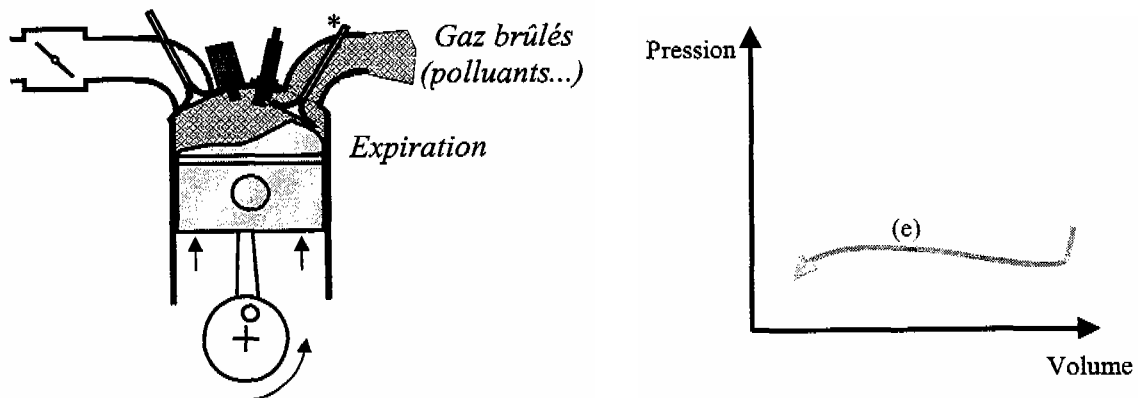


Figure II.11. L'échappement

II.6. Caractéristiques du moteur thermique

Les caractéristiques des moteurs thermiques sont données par plusieurs paramètres qui permettent de définir le fonctionnement et les performances des moteurs thermiques. Ces paramètres de base d'un moteur alternatif sont:

II.6.1. Les paramètres géométriques

- **La cylindrée :** La cylindrée unitaire V_c , correspond au volume engendré par un piston effectuant une course L .

$$V_c = \frac{\pi b^2}{4} L \quad (\text{II-1})$$

Ce volume, V_c est délimité par les parois (alésage b) du cylindre et les limites minimale et maximale de l'excursion du piston entre le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB).

La cylindrée totale V_d d'un moteur thermique est égale à la cylindrée unitaire multipliée par le nombre de cylindres n_{cyl} .

$$V_d = n_{cyl} V_c \quad (\text{II-2})$$

- **Le rapport de compression**

Sa valeur est entre 8 et 10 pour la plupart des moteurs thermiques à allumage commandé. Sa définition est la suivante:

$$r_c = \frac{\text{volume totale du cylindre}}{\text{le volume mort du cylindre}} = \frac{V_c + V_m}{V_c} \quad (\text{II-3})$$

V_m est le volume mort correspondant au vide qui reste entre la culasse et le piston quand ce dernier est au point mort haut (PMH).

II.6.2. Les Rendements

- **Le rendement global**

Différents rendements partiels existent pour décrire les différentes pertes d'énergie à savoir /Heywood, 1988/ /:

- Le rendement de combustion η_{comb} qui correspond aux pertes dues au carburant imbrûlé,
- Le rendement thermodynamique théorique η_{th} issu du cycle thermodynamique théorique,
- Le rendement de cycle η_{cycle} qui est lié à la différence entre le cycle réel et le cycle théorique,
- Le rendement organique η_{mec} qui correspond aux pertes mécaniques par frottement et l'énergie nécessaire au fonctionnement des accessoires indispensable au fonctionnement du moteur.
- Le rendement global d'un moteur thermique est égal au produit de ces différents rendements

$$\eta_{globale} = \eta_{comb} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{cycle} \cdot \eta_{mec} \quad (\text{II-4})$$

Avec toutes ces pertes, le rendement global maximum n'est que de l'ordre de 35% à la sortie du moteur à pleine charge contre un rendement un peu plus élevé pour les moteurs Diesel (40%). En outre, ce travail effectif que l'on trouve sur l'arbre du moteur n'est pas vraiment celui qui fait avancer une voiture puisque d'autres pertes au niveau de la transmission sont à prendre en compte.

- **Le rendement volumétrique**

C'est une grandeur qui concerne les moteurs à quatre temps. Il permet de caractériser les pertes en terme de charge en air des cylindres dues aux dépressions causées par différents accessoires (filtre d'air, vannes, échangeur de chaleur se trouvant en amont des soupapes d'admission, ...). Le rendement volumétrique peut être décrit par l'une des deux relations suivantes:

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_{cyl}}{\rho_{air} V_d N} \quad (\text{II-5})$$

$$\eta_v = \frac{m_{cyl}}{\rho_{air} V_d} \quad (\text{II-6})$$

Où ρ_{air} est la densité de l'air, m_{cyl} et \dot{m}_{cyl} sont respectivement la masse et le débit d'air induit dans un cylindre pendant chaque cycle et N la vitesse de rotation du vilebrequin.

II.6.3. La consommation spécifique du carburant

La consommation spécifique est une grandeur qui permet de caractériser les performances économiques du moteur. On définit la consommation spécifique (csc) comme étant la mesure de l'efficacité de la conversion de l'énergie issue du carburant en travail effectif /Heywood, 1988/:

$$\text{csc} = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (\text{II.7})$$

C'est à partir de ce coefficient que l'on peut définir le rendement de conversion d'essence η_{ess} tel que

$$\eta_{ess} = \frac{W_c}{m_f Q_{ess}} = \frac{P}{\dot{m}_f Q_{ess}} = \frac{1}{\text{csc} Q_{ess}} \quad (\text{II.8})$$

Où:

m_{ess} : est la masse d'essence induite dans les cylindres en un cycle moteur.

Q_{ess} : est la constante énergétique de l'essence [42 KJ/Kg.K].

II.6.4. La puissance d'un moteur

Les paramètres vus précédemment permettent de définir les performances du moteur thermique en matière de puissance ou de couple. Le lien entre la puissance et ces différents paramètres est donné par la relation suivante:

$$P = \frac{\eta_{ess} m_{cyl} N Q_{ess}}{n_R \left(\frac{\dot{m}_{cyl}}{\dot{m}_f} \right)} \quad (\text{II-9})$$

La constante n_R est le nombre de tours par cycle. Elle est égale à 2 pour les moteurs 4-temps. En intégrant le rendement volumétrique dans cette relation, on fait apparaître le lien entre la puissance fournie par le moteur et sa cylindrée

$$P = \frac{\eta_{ess} \eta_v Q_{ess} \rho_{air} V_d N}{2 \left(\frac{\dot{m}_{cyl}}{\dot{m}_f} \right)} \quad (\text{II-10})$$

Cette dernière relation met en avant l'importance des divers paramètres pour l'optimisation du fonctionnement du moteur. Les variations du couple (ou de la puissance) dépendent bien des rendements, volumétrique et de conversion, de la géométrie du moteur et de la densité de l'air admis.

II.6.5. Le taux de remplissage en air

C'est le rapport entre la masse d'air réellement admise et la quantité d'air admissible théoriquement entre le PMH (point mort haut) et le PMB (point mort bas) dans le cylindre à 20°C et 1 bar (conditions normales). Le PMH et le PMB sont les positions extrêmes du piston dans le cylindre.

Dans un moteur classique sans distribution variable, le remplissage est cartographie en fonction du régime N_e et de la pression collecteur P_{col} :

$$\eta_{vol} = f(N_e, P_{col})$$

II.6.6. Le taux d'EGR

L'EGR (Exhaust Gas recirculation) représente les gaz qui recirculent dans le collecteur après combustion et échappement. Ce mélange est composé de gaz inertes mais aussi d'air frais quand la combustion a été pauvre, ou de particules d'essence quand la combustion a été riche. Son rôle principal est de diminuer la production d'oxydes d'azote en permettant de diminuer la température de combustion.

II.6.7. La richesse du mélange

Les particularités essentielles du moteur AC résident dans ses modes d'alimentation et de combustion. En effet, le moteur est alimenté avec un mélange air-carburant réalisé soit

avant son introduction dans le cylindre (injection indirecte), soit dans le cylindre (injection directe). La quantité d'air admise est modulée par un volet (le papillon) situé dans la tubulure d'admission et le carburant est dosé par un système d'injection. La proportion normalisée en masse entre carburant et comburant est appelée richesse du mélange carburé et est donnée par :

$$\lambda = \frac{m_{car}}{m_{air}} \lambda_s \quad (\text{II.11})$$

Où λ_s est le rapport stoechiométrique qui représente la masse d'air m_{air} nécessaire à la combustion stoechiométrique de l'unité de masse de carburant m_{carb} :

$$\lambda_s = \left(\frac{m_{air}}{m_{carb}} \right)_{\text{stoechiometrie}} \quad (\text{II.12})$$

Pour un hydrocarbure, le pouvoir comburivore est de l'ordre de 14,67 grammes d'air par gramme de carburant. Par conséquent, si $\lambda = 1$, la combustion est dite stoechiométrique.

Un mélange de richesse supérieure à 1 sera dit riche ; de richesse inférieure à 1, il sera dit pauvre. La richesse influe beaucoup sur les émissions de polluants comme le montre la Figure II.11 Un compromis de richesse doit être effectué pour chaque polluant.

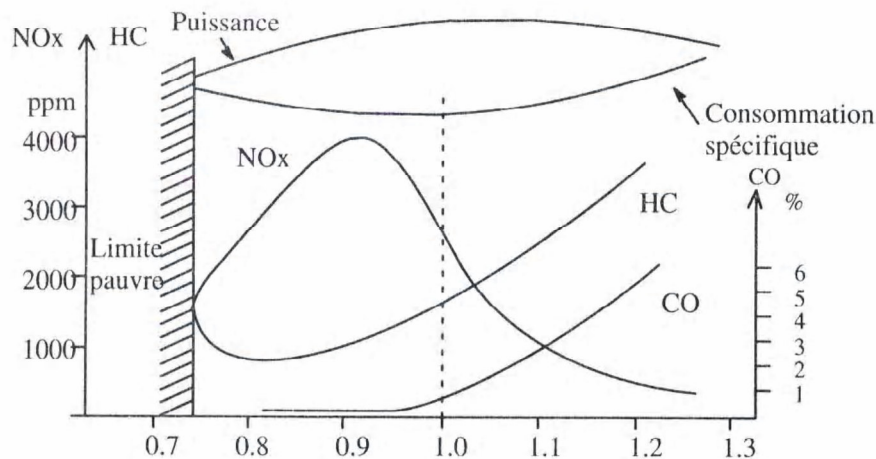


Figure II.12 : Taux de polluants en fonction de la richesse

II.6.8. Bilan énergétique

Le cycle à 4 temps est très souvent décrit sous forme d'un diagramme dit de Clapeyron. Ce diagramme, illustré à la figure II.13, donne la pression des gaz dans le

cyindre en fonction de leur volume à une température donnée. L'admission des gaz se déroule de **g** à **b** en passant par **a**. La compression des gaz se développe de **b** à **c**. De **c** à **d**, il y a combustion, puis de **d** à **e**, il y a détente des gaz. En **n**, l'échappement se produit de **e** à **g** en passant par **f**. La surface délimitée par la courbe d'évolution de la pression en fonction du volume représente le travail des gaz. La surface **A** (Orange) sur la figure II.12 correspond à la boucle haute pression et représente le travail fourni par le moteur. La surface **B** (bleue) correspond à la boucle basse pression et représente le travail nécessaire pour introduire le mélange frais dans le cylindre. Ce dernier constitué en majeure partie par le travail de pompage de l'air dans le cylindre, est appelé pertes par pompage. La réduction des pertes par pompage est une des clefs qui permettent d'augmenter le rendement du moteur AC.

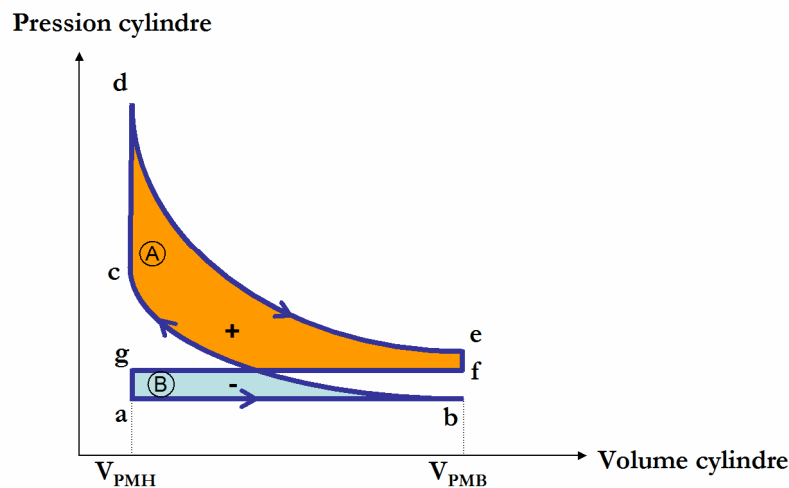


Figure II.13. Diagramme théorique de Clapeyron de la pression en fonction du volume

- Le travail indiqué W_i du moteur :

$$W_i = -\oint_{\text{cycle}} P_{cyl} dV_c \quad (\text{II.13})$$

Où P_{cyl} et V_c sont respectivement la pression et le volume du cylindre. Par convention, le travail est négatif lorsque le moteur produit du travail car il est cédé par le système (vu du côté gaz). Par la suite, le travail sera considéré comme positif lorsque les gaz cèdent de l'énergie et sera négatif quand il s'agit de pertes (vu du côté vilebrequin). Ce travail est appelé indiqué car il a été mesuré la première fois par Watt sur une machine à vapeur grâce à un manomètre enregistreur appelé indicateur de Watt. Il est exprimé en Joules (J) lorsque les pressions sont exprimées en Pascal (P_a) et les volumes en mètre cube (m^3).

Pour comparer les performances de différents moteurs, la notion de *Pression Moyenne Indiquée* (PMI) est introduite :

$$PMI = \frac{1}{V_{cyl}} \oint P_{cyl} dV_d = \frac{W_i}{V_{cyl}} \quad (II.14)$$

où V_{cyl} est le volume déplacé du cylindre, la cylindrée. Elle représente la pression constante qu'il faudrait appliquer sur le piston pour obtenir le travail indiqué W_i .

A partir du travail indiqué W_i , le *couple indiqué* C_i est défini par :

$$C_i = \frac{W_i n_{cyl}}{4\pi} = \frac{PMI n_{cyl} V_{cyl}}{4\pi} \quad (II.15)$$

où n_{cyl} est le nombre de cylindres.

Le *couple effectif* C_e , réellement délivré par l'arbre et mesuré au banc moteur, est déterminé par :

$$C_e = C_i - C_{frot} \quad (II.16)$$

Où C_{frot} est le *couple de frottements*. Au banc moteur, C_{frot} est déduit de la mesure de C_e et de C_i .

Par analogie avec la PMI, à partir de (II.16), le *Pression Moyenne Effective* (PME) est définie :

$$PME = \frac{C_e 4\pi}{n_{cyl} V_{cyl}} \quad (II.17)$$

Enfin, le *Pression Moyenne de Frottements* (PMF) est caractérisée par la relation :

$$PMF = PMI - PME \quad (II.18)$$

II.7. Système d'allumage

La fonction de l'allumage est de produire un apport de chaleur dont l'énergie soit suffisante pour déclencher l'inflammation du mélange gazeux en fin de compression. Cette inflammation est obtenue par la création d'un arc électrique

- **Ordre d'allumage**

Pour le moteur à 4 cylindres en ligne il y a deux ordres possibles : 1-3-4-2 et 1-2-4-3. L'ordre d'allumage le plus couramment utilisé est le premier nommé, pour des raisons de meilleur écoulement du fluide gazeux.

	0°	180°	360°	540°	720°
Cylindre 1	Comb.-Détente	Echappement	Admission	Compression	
Cylindre 2	Echappement	Admission	Compression	Comb.-Détente	
Cylindre 3	Compression	Comb.-Détente	Echappement	Admission	
Cylindre 4	Admission	Compression	Comb.-Détente	Echappement	
Ordre de l'allumage	<i>1-3-4-2</i>				

Tableau II.2 : Ordre d'allumage d'un moteur à 4 cylindres en ligne.

- **L'avance à l'allumage**

La combustion possède une durée et un délai d'inflammation variable en fonction du régime, de la richesse du mélange et du remplissage du cylindre. Cela justifie la nécessité de régler le point d'allumage par rapport au cycle moteur pour maximiser le rendement.

L'allumage de la bougie se fait lors de la phase de compression du mélange, un peu avant que le piston n'atteigne le PMH. La position du piston s'exprime alors par l'angle entre la position de l'arbre vilebrequin au point de l'allumage et sa position au PMH (Figure II.14).

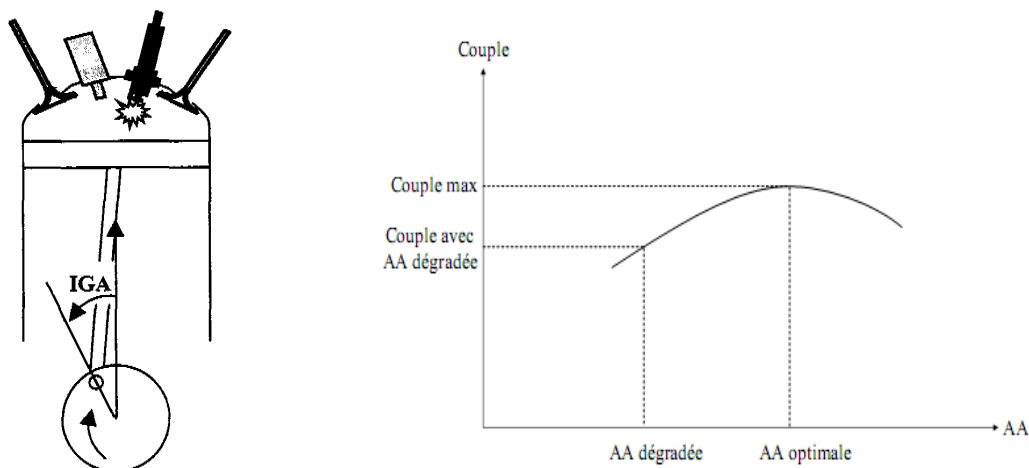


Figure II .14: Définition du référentiel en degrés et Couple en fonction de l'avance à l'allumage pour un moteur conventionnel

C'est cet angle que l'on appelle l'avance à l'allumage AA (ou IGA pour Ignition Avance). En faisant varier sa valeur, on peut modifier l'énergie produite pendant un cycle thermodynamique, c'est donc un paramètre de commande très important.

Plus précisément, l'avance optimale à l'allumage AA_{opt} peut s'écrire :

$$AA_{opt} = f(Ne, m_{air_cyl}, m_{gb_cyl}) \quad (\text{II.19})$$

Où Ne est le régime moteur, m_{air_cyl} et m_{gb_cyl} sont respectivement la masse d'air et la masse de gaz brûlés résiduels dans le cylindre

II.8. Injection d'essence

Les carburateurs ont été remplacés par des injecteurs qui permettent une meilleure pulvérisation du carburant et un contrôle plus précis de la quantité de carburant injecté. Le système d'alimentation en carburant se compose alors principalement d'un réservoir, d'une pompe, d'une rampe commune aux injecteurs et du système d'injection. Dans le cas des moteurs à *injection indirecte*, le carburant est injecté en amont du cylindre. S'il y a un seul injecteur pour l'ensemble des cylindres (l'injecteur débite dans une canalisation commune à tous les cylindres du moteur), l'injection est dite *mono point*. S'il y a un injecteur par cylindre, l'injection est dite *multipoint*. Dans le cas des moteurs à *injection directe*, le carburant est directement injecté dans le cylindre.

Dans tous les cas, l'injection d'essence nécessite la gestion :

- de la pression dans la rampe d'injection,
- du phasage de l'injection (période du cycle moteur où se produit l'injection),
- du temps d'injection, qui fixe la quantité de carburant injectée, pour une pression donnée.

La masse de carburant injectée (m_{inj}) est donnée par la caractéristique de l'injecteur en fonction du temps d'ouverture (t_{inj}) et de la pression de l'injecteur p_{inj} . La masse de carburant à injecter peut se calculer à partir de la consigne de richesse λ , de la masse d'air admise m_{air} par cycle moteur et par cylindre et de rapport entre l'air et carburant stoechiométrique égal à environ **14.67** pour un moteur à essence.

$$m_{inj} = \frac{m_{air}}{\lambda_s} \cdot \lambda \quad (\text{II.20})$$

Si l'injection est indirecte, elle se déroule le plus souvent avant l'admission d'air (Figure II.15). Si l'injection est directe, le retard est diminué mais reste important dû essentiellement au système de contrôle (environ le temps entre 2 à 3 PMH). Il est donc nécessaire de prédire la masse d'air afin d'obtenir un contrôle efficace de la richesse dans le cylindre.

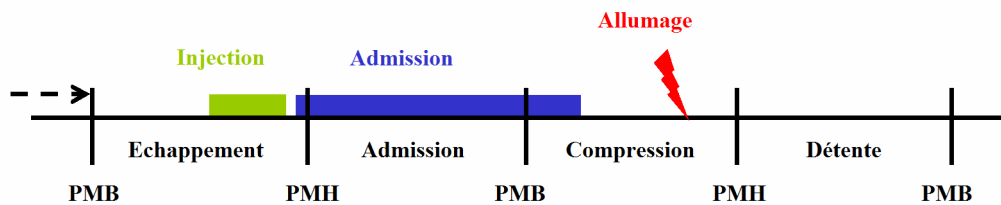


Figure II.15. Séquence de l'injection dans le cycle pour un moteur à injection indirecte

II.9. Le moteur à injection directe

Le moteur à injection directe, dont le principe est connu depuis assez long temps, permet de diminuer considérablement la consommation du moteur (jusqu'à 15% !). Outre le fait que l'on n'a plus le phénomène de mouillage de parois et donc que le dosage de l'essence est beaucoup plus précis, ce moteur va utiliser deux modes de fonctionnement bien distincts: Le fonctionnement en mode homogène, qui s'apparente au fonctionnement actuel des moteurs à injection, et le fonctionnement en mode stratifié, où les gains de consommation sont les plus importants et qui s'apparente plutôt au fonctionnement du moteur diesel.

II.9.1. Le mode homogène

Le mode homogène est à savoir que l'essence est injectée pendant la phase d'admission. Le mélange air/essence se répartit de manière homogène dans la chambre de combustion. Dans ce mode, on fonctionnera pratiquement tout le temps en mélange stoechiométrique, de sorte que la quantité d'essence à injecter est dépendante de la quantité d'air frais admise.

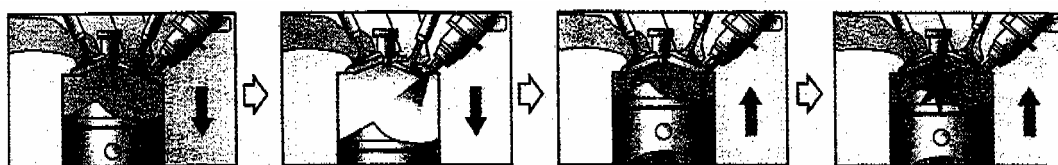


Figure II.16. fonctionnement en mode homogène, injection pendant la phase d'admission

II.9.2. Le mode stratifié

A la différence du précédent, l'injection va se faire pendant la phase de compression. Le moment exact d'injection est choisi de telle sorte que le nuage d'essence introduit ne se répartisse pas de manière homogène dans tout le cylindre mais, au contraire qu'il se concentre autour de la bougie.

En mode stratifié, la vanne d'admission d'air est complètement ouverte de sorte que le mélange obtenu juste avant l'allumage est très pauvre. La combustion aura quand même lieu car, localement, au niveau de la bougie, et grâce à la forme spécifique du piston, les conditions de combustion sont proches de la stoechiométrie.

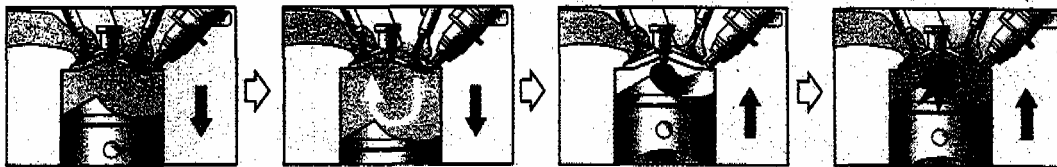


Figure II.17. fonctionnement en mode stratifié, injection pendant la phase de compression

II.10. Emission de polluants

Une des principales préoccupations des constructeurs est maintenant la réduction des émissions polluantes de manière à respecter les normes de plus en plus sévères. Le dioxyde de carbone (CO_2) est notamment un produit inéluctable de la combustion qui participe à l'effet de serre et dont on doit limiter la production, en grande partie en limitant la consommation des véhicules. Il existe trois sources de polluants sur un véhicule automobile:

- Les gaz d'échappement
- Les vapeurs d'essence, issues principalement du réservoir
- Les gaz du carter, composés de vapeurs d'huile et d'essence

La combustion complète d'un hydrocarbure produit théoriquement de la vapeur d'eau H_2O , du dioxyde de carbone (CO_2), de l'azote (N_2), du dioxyde de soufre (SO_2) (toxique mais émis en très faible quantité).

En plus de ces composés, on trouve les familles de polluants dont la production est réglementée par les normes.

- Le monoxyde de carbone (CO)
- Les hydrocarbures imbrûlés (HC)
- Les oxydes d'azote (NO , NO_2) appelés communément NO_x

Dans la Figure II.12 précédente sont représenté les courbes de production de ces polluants en ppm (particule par million) en fonction de la richesse du mélange. Cette courbe est obtenue pour un fonctionnement en homogène, la limite pauvre est bien sûr beaucoup plus basse pour un fonctionnement en stratifié.

Voyons maintenant succinctement les paramètres influant sur leur production.

II.10.1. Hydrocarbures imbrûlés (HC)

La production des HC, comme son nom l'indique, est directement dépendante de la qualité de la combustion. En effet, si l'on a un excès de carburant (richesse >1), on va favoriser leur production. Au contraire, leur minimum de production correspond à un mélange relativement pauvre (0.8). Au-delà de cette limite, en fonctionnement homogène, d'autres phénomènes apparaissent car les conditions de combustion se détériorent: les difficultés de propagation ou l'extinction prématurée de la flamme, voire l'absence de combustion, contribuent à créer une augmentation rapide de la concentration de HC. La croissance des HC en mélange riche s'explique naturellement par le manque d'oxygène.

II.10.2. Monoxyde de carbone (CO)

Comme pour les HC, la production de CO augmente avec la richesse du mélange. L'oxydation incomplète de carbone apparaît par manque d'oxygène, et la présence de ces deux composés dénote une combustion incomplète. On comprend alors que le rendement du moteur (Figure II-12) corresponde à une production minimale de ces deux polluants.

II.10.3 Oxydes d'azote (NO_x)

L'apparition des oxydes d'azote (NO et NO₂) dépend par contre de l'évolution des paramètres température -concentration en oxygène.

Les mélanges relativement pauvres (richesse ≈ 0.8) favorisent une augmentation de la température dans le cylindre et donc représentent les conditions les plus favorables à la formation des NO_x.

II.11. Dépollution

Comme le montre la (Figure II.12), le minimum de production de HC et CO correspond au maximum de production de NO_x. Il en découle que la dépollution naturelle d'un moteur (uniquement par réglage de son point de fonctionnement) est impossible avec les

normes antipollution actuelles. C'est pourquoi on associe - obligatoirement depuis quelques années- un pot catalytique à la ligne d'échappement .Ce dispositif permet de réaliser des oxydoréductions qui permettent de réduire les NO et d'oxyder les HC et CO. D'une très grande efficacité, le pot catalytique a la contrainte de devoir fonctionner avec un mélange stoechiométrique. D'une part, cela ne correspond pas au rendement maximum du moteur, et d'autre part cela nécessite une régulation de richesse extrêmement précise.

II .12. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons évoqué le fonctionnement général d'un moteur thermique à allumage commandé, ses éléments constitutifs et quelques définitions de ses caractéristiques.

La pollution atmosphérique dans les zones fortement urbanisées devient vraiment un problème catastrophique pour certaines villes. Pour diminuer considérablement la consommation et les émissions polluantes des voitures, les motoristes et les automaticiens collaborent afin d'établir les lois appropriées, de pilotage et de commande des organes électromécaniques du moteur. C'est à cette phase qu'interviennent les modèles, ils sont indispensables pour mieux comprendre le comportement du moteur et aussi pour faire la synthèse et simuler les algorithmes de régulation.

Le chapitre suivant est consacré à la modélisation des moteurs à allumage commandé. La modélisation a été axée sur des modèles dynamiques des différentes parties du moteur, à savoir: l'admission d'air et d'essence, combustion et dynamique du système bielle manivelle.

III.1. Introduction

Ce chapitre décrit d'une manière plus au moins détaillée un modèle analytique du moteur thermique à allumage commandé. Le modèle ainsi développé, va être utilisé principalement dans le système de traction des véhicules hybrides étudiés au chapitre I.

L'objectif principal donc, est le développement d'un modèle qui pourra mettre en évidence l'évolution des différents paramètres (vitesse de rotation, couple, débit d'air, pression collecteur,...etc.) du moteur pendant son fonctionnement et notamment lors du régime transitoire.

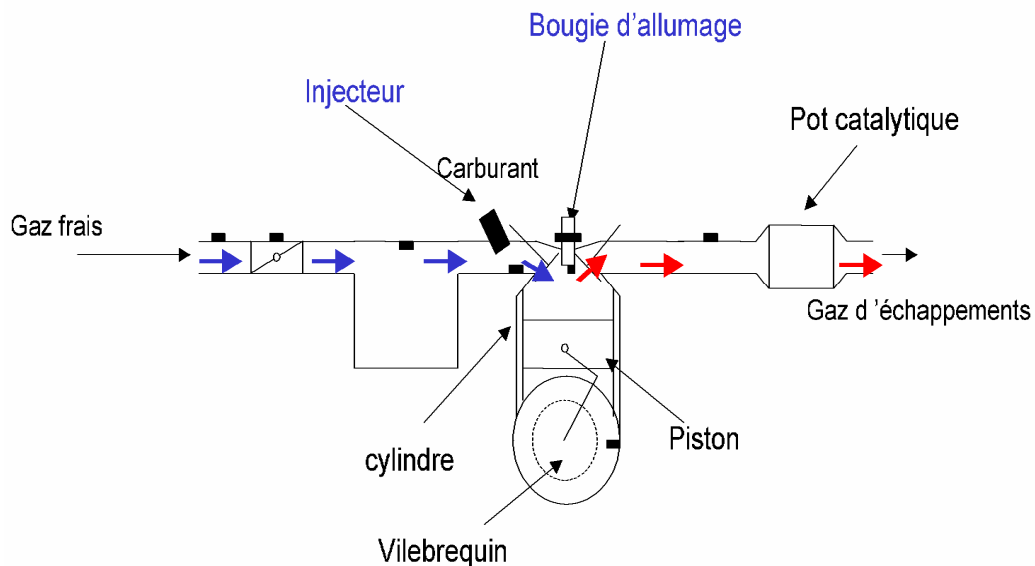


Figure III.1: Schéma de principe d'un moteur à allumage commandé.

III.2. Modélisation du moteur

La modélisation des moteurs à combustion interne est présentée en considérant le découpage fonctionnel suivant :

- La fonction d'admission d'air regroupe la modélisation des différents flux de gaz admis dans les cylindres.
- La fonction d'injection d'essence englobe la modélisation de l'essence depuis la sortie de l'injecteur jusqu'au cylindre.

- La fonction combustion où se trouvent les modèles des variables caractérisant la combustion (Des lois empirique ont été choisie pour la modélisation de la combustion vu la complexité de ce modèle).
- La fonction dynamique du vilebrequin regroupe les modèles de la partie mécanique du moteur exprimant le transfert de l'énergie de la combustion en énergie mécanique.

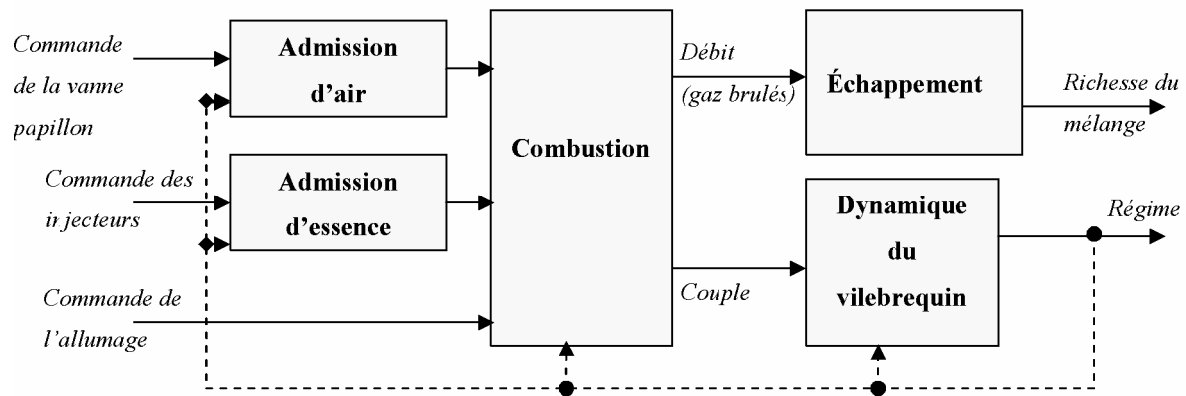


Figure III.2. Schéma fonctionnel d'un moteur thermique (essence).

Le problème de cette modélisation réside dans le fait que le moteur thermique est un système complexe, pluridisciplinaire, non linéaire, rapide avec saturations d'actionneurs. En outre, de nombreuses grandeurs physiques importantes ne sont pas mesurées et leurs modélisations sont difficiles. Pour résoudre ce problème, on doit prendre compte de certaines hypothèses simplificatrices qui se résume ainsi:

- Les gaz sont supposés parfaits;
- Pas de variations spatiales de la pression ou de la température à l'intérieur des volumes de contrôle;
- Le modèle ne prend pas en compte la géométrie exacte des conduites d'admission et d'échappement, chaque système ouvert est modélisé par son volume moyen;
- Les conditions aux limites de système de pression et de température en entrée (admission) et en sortie (échappement) sont supposées égales aux conditions ambiantes.
- Les effets de transfert thermiques aux parois des collecteurs sont négligés.
- Ecoulement monodimensionnel des gaz parfaits compressibles.
- La conservation de la masse et l'énergie.

III.2.1. Sous-système d'admission d'air

Le synoptique du système d'admission d'air est présenté en figure (III .4).Il comprend les organes suivant :

- La vanne papillon des gaz qui commande le débit d'air.
- Le collecteur d'admission et ses prolongements dans la culasse qui distribue l'air aux quatre cylindres.
- Les soupapes d'admission qui synchronisent l'entrée du mélange frais dans les cylindres.

L'entrée en est l'angle papillon θ_{pap} , la sortie est la masse d'air admise à chaque demi-tour dans le cylindre en phase d'admission.

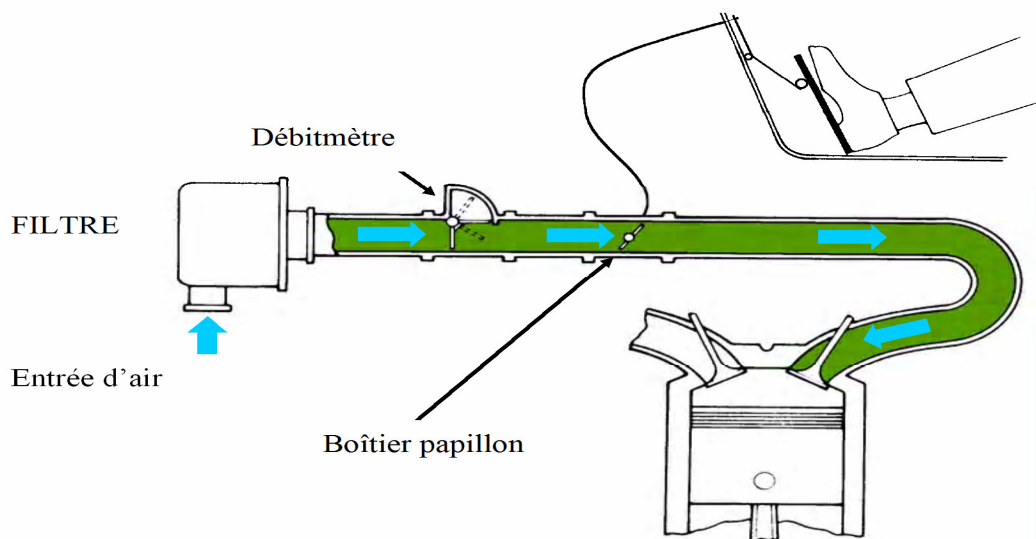


Figure III .3. Schéma du circuit d'admission d'air frais

Dans ce cas, l'air est considéré comme un gaz parfait. Le circuit d'admission d'air est constitué de plusieurs organes (figure III .3) qui sont respectivement: le filtre d'air à l'entrée d'admission, les restrictions au niveau de la vanne papillon, le collecteur d'admission et les soupapes d'admission placées à l'entrée des cylindre.

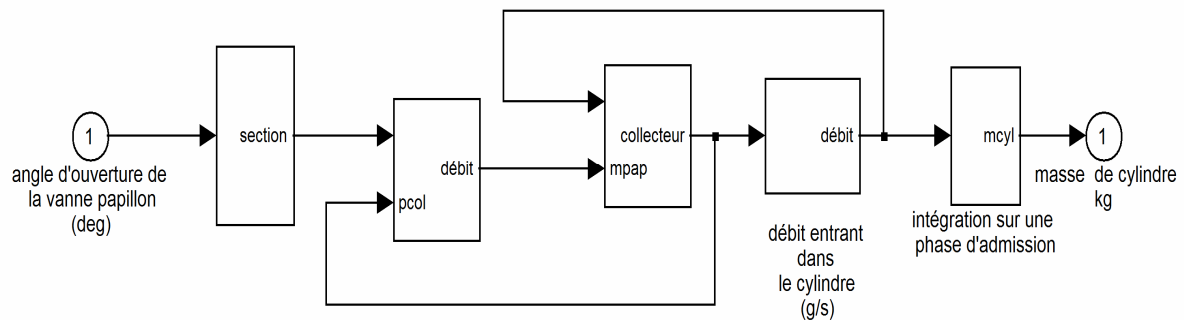


Figure III.4. Schéma synoptique du système d'admission d'air

III.2.1.1 Modèle du débit d'air traversant la vanne papillon

C'est un modèle basé sur la description du débit massique d'un fluide compressible traversant une restriction avec l'hypothèse que l'écoulement de l'air est unidirectionnel. (La pression amont est assimilée à la pression atmosphérique, ce qui revient à négliger la perte de charge du filtre à air).

Les entrées/sorties du modèle ainsi que les différents paramètres sont donnés dans le tableau III.1. la relation est donnée par la forme suivante: [7]

$$\dot{m}_{pap}(t) = C_d \frac{P_{am-pap}(t)}{\sqrt{RT_{am-pap}(t)}} S_{res}(\phi_{pap}) g(P_r(t)) \quad (\text{III.1})$$

$P_r(t)$: représente le rapport entre la pression en aval de la vanne papillon, qui est la pression dans le collecteur d'admission, et la pression en amont de cette vanne papillon.

Entrées	P_{am_pap}	Pression en amont de la vanne papillon (Pa)
	T_{am_pap}	Température en amont de la vanne papillon ($^{\circ}K$)
	P_{col}	Pression dans le collecteur d'admission en (Pa)
	ϕ_{pap}	Angle d'ouverture papillon (%)
Sorties	\dot{m}_{pap}	Débit massique d'air traversant la vanne papillon ($Kg.s^{-1}$)
Paramètres	C_d	Le coefficient de perte de charge (-)
	γ	Rapport de chaleur spécifique pour l'air (-)

Tableau. III.1. Entrées/sorties/paramètres du modèle de la restriction de la vanne papillon.

Les fonctions $S_{res}(\dot{\phi}_{pap})$ et $g(P_r)$ sont deux fonctions non linéaires que nous allons expliciter. Dans le cas du moteur à aspiration naturelle, la pression en amont de la vanne papillon est considérée égale à la pression atmosphérique.

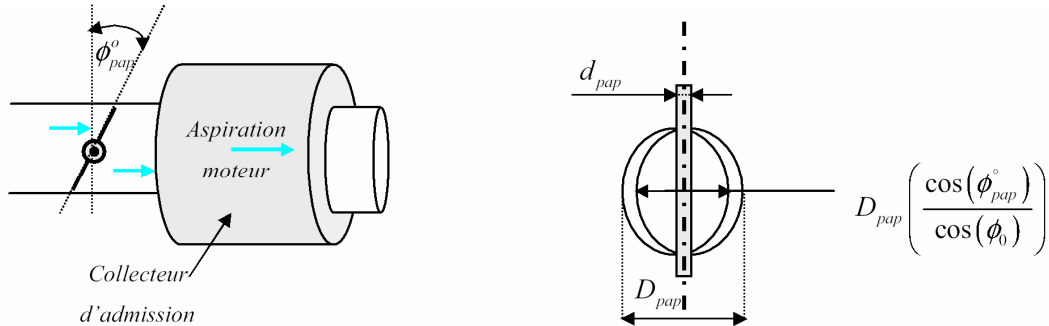


Figure III.5. Géométrie de la vanne papillon

$$S_{res}(\dot{\phi}_{pap}) = \frac{\pi D_{pap}^2}{4} \left(1 - \frac{\cos(\dot{\phi}_{pap})}{\cos(\phi_0)} \right) \tag{III.2}$$

Les variations de C_d et de $S_{res}(\dot{\phi}_{pap})$ sont, en général, regroupées dans une même fonction appelée surface d'ouverture efficace du papillon

$$S_{eff}(\dot{\phi}_{pap}) = C_d S_{res}(\dot{\phi}_{pap}) \tag{III.3}$$

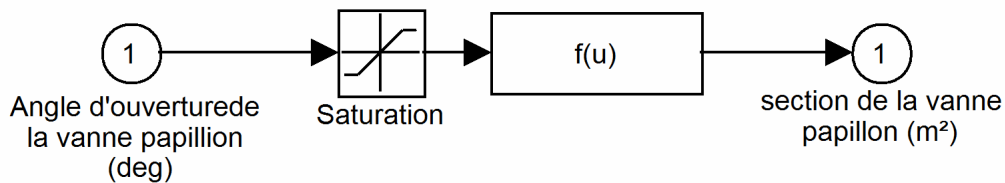


Figure III.6. Section d'ouverture d la vanne papillon

La fonction non linéaire continue $g(p_r)$ est définie par les équations de Barré St Venant comme suit: [7]

$$g(p_r) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1}} (p_r)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - (p_r)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}, & \text{si } p_r > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \\ \sqrt{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma+1)}}, & \text{si } p_r < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \end{cases} \tag{III.4}$$

Le paramètre γ est le rapport entre la chaleur spécifique à volume constant et la chaleur spécifique à pression constante (pour l'air, $\gamma = 1,4$).

Une autre façon d'écrire le débit d'air traversant la vanne papillon, donnée par la représentation (III.7) telle que :

$$\dot{m}_{pap} = f(\phi) g(p_r) \quad (\text{III.5})$$

Avec

$$f(\phi) = 2.821 - 0.05231\phi + 0.10299\phi^2 - 0.00063\phi^3 \quad (\text{III.6})$$

$$g(p_r) = \begin{cases} 1 & \text{si } p_r \leq \frac{p_0}{2} & \text{écoulement sonique} \\ \frac{2}{p_0} \sqrt{p_r p_0 - p_r^2} & \text{si } p_r > \frac{p_0}{2} & \text{écoulement sup sonique} \end{cases} \quad (\text{III.7})$$

Avec : $f(\phi)$ est la section d'ouverture de la vanne papillon et $g(p_r)$ la fonction non linéaire continue.

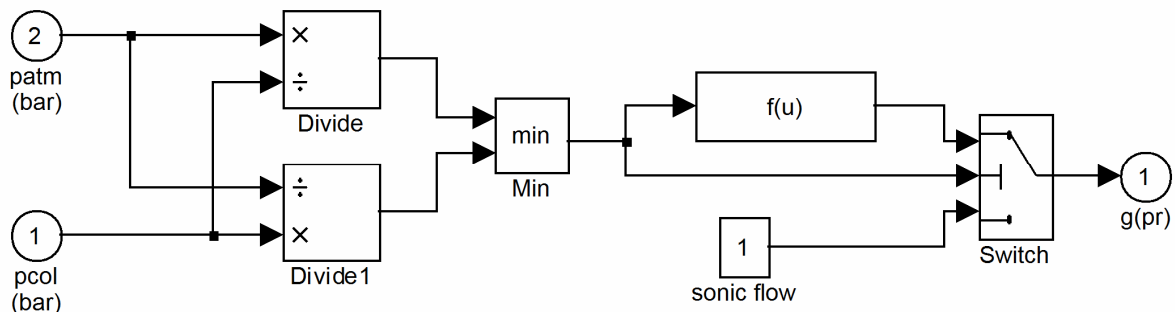


Figure III .7. Schéma de simulation de la fonction non linéaire continue $g(p_r)$

III.2.1.2. Modèle du débit moyen d'air admis dans les cylindres

Pour un moteur à essence, la puissance fournie par la combustion dépend principalement du remplissage en air des cylindres qui conditionne l'injection d'essence. Le pompage (aspiration naturel) décrit plus haut induit les transitoires rapides lors de l'ouverture de la soupape, le mouvement non uniforme du piston, provoque des phénomènes acoustiques (onde de pression pour obtenir des résonances améliorant le remplissage du moteur à certain régime).

Le débit moyen entrant dans les cylindres est calculé comme étant une fonction de la pression dans le collecteur (P_{col} en bar) et du régime moteur (N_e en trs/min). La formule donnant le débit global entrant dans les cylindres (m_{cyl} en kg/s), est donnée par la relation suivante :

$$\dot{m}_{cyl}(N_e, P_{col}) = \frac{V_d}{120 R T_{col}} N_e \eta_v(N_e, P_{col}) \cdot P_{col} \quad (\text{III.8})$$

Pour un autre modèle du débit moyen d'air admis dans les cylindres est donnée par l'équation suivante : [8]

$$\dot{m}_{cyl} = -0.366 + 0.008979 N P_{col} - 0.0337 N P_{col}^2 + 0.0001 N^2 P_{col} \quad (\text{III.9})$$

Où V_d est la cylindrée totale du moteur, N_e est le régime moyen du moteur en tours par minute, $\eta_v(N_e, p)$ est le rendement volumétrique, T_{col} la température dans le collecteur.

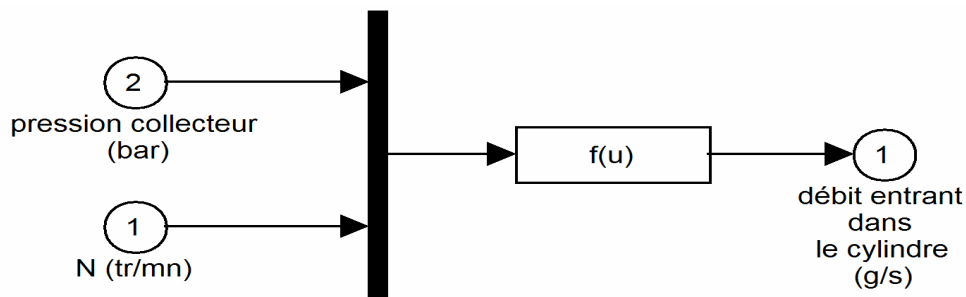


Figure .III.8. Schéma de simulation de débit d'air admis dans les cylindres

III.2.1.3. Modèle de la pression dans le collecteur d'admission d'air

Le collecteur d'admission, dont le volume varie selon la cylindrée du moteur, a un effet capacitif sur le débit dû à l'inertie pneumatique comme expliqué ci-dessous:

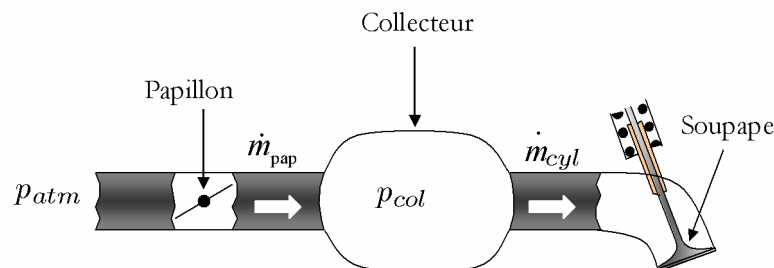


Figure III .9. Schéma du collecteur d'admission

Si on considère une enceinte remplie d'un fluide compressible comportant des orifices d'entrée et de sortie avec les hypothèses suivantes :

- pression uniforme
- présence de l'essence (masse, vaporisation) négligée.
- température constante
- frottement négligeable
- sections des orifices petites devant les dimensions de l'enceinte

La dynamique de la pression dans le collecteur d'admission d'air frais est décrite par une équation différentielle non linéaire du premier ordre (III.10), fonction des débits d'air papillon (entrant) \dot{m}_{pap} et du débit massique d'air injecté dans les quatre cylindres \dot{m}_{cyl} (sortant) donnée par:

$$\dot{P}_{col} = \frac{RT_{col}}{V_{col}} \left(\dot{m}_{pap} - \sum_{i=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{cyl_i} \right) + P_{col} \frac{\dot{T}_{col}}{T_{col}} \quad (\text{III.10})$$

Où T_{col} est la température à l'intérieur du collecteur d'admission, considérée égale à la température en amont de la vanne papillon $T_{am\ pap}$. La constante V_{col} est le volume du collecteur et R la constante des gaz parfaits et la somme des débits cylindres $\dot{m}_{cyl} = \sum_{i=1}^4 \dot{m}_{cyl}$

Le deuxième terme de (III.10), contenant la dérivée de la température, est souvent négligé en considérant l'hypothèse que les variations de la température sont relativement lentes par rapport aux autres dynamiques mises en jeu (pressions, positions des actionneurs...).

$$\dot{P}_{col} = \frac{RT_{col}}{V_{col}} \left(\dot{m}_{pap} - \sum_{i=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{cyl_i} \right) \quad (\text{III.11})$$

Il en résulte que le modèle isotherme présente une erreur plus élevée, pendant les transitoires rapides de la vanne papillon, par rapport au modèle adiabatique dont la dynamique de la température est prise en compte.

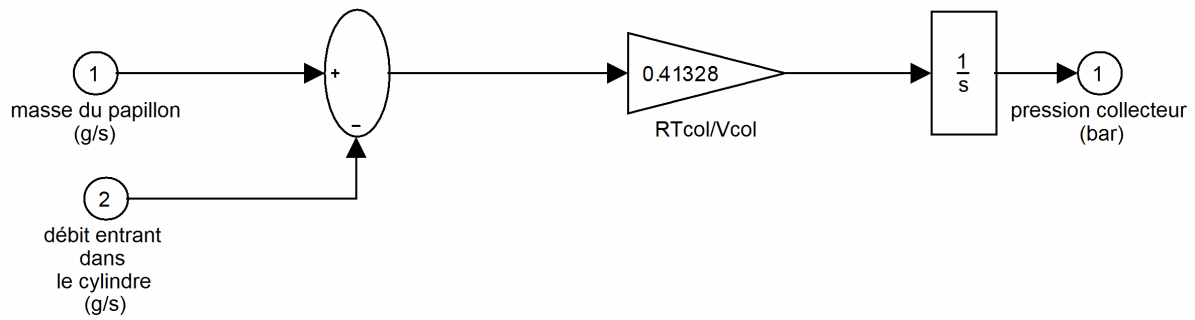


Figure III .10. Schéma de simulation de la pression dans le collecteur

III.3. Modèle de la dynamique de l'essence

L'injection d'essence dans les moteurs à allumage commandé est un des points clés de l'optimisation des performances du moteur en termes de consommation et pollution.

Depuis ces vingt dernières années, les constructeurs et équipementiers automobiles n'ont eu de cesse d'améliorer les systèmes d'injection, avec comme objectif principal la réduction de la consommation. Les voitures à essence fabriquées de nos jours sont presque toutes équipées de systèmes d'injection indirecte multipoint (MPI), qui ont remplacé les anciens carburateurs. [2]

III.3.1. Principe de fonctionnement

L'injection d'essence consiste à introduire l'air par une tubulure d'admission de forte section et à injecter le carburant en amont plus près de la soupape d'admission (injection indirecte) ou directement dans le cylindre (injection directe). L'injection peut être continue ou discontinue, mécanique ou électronique.

III.3.2. Avantages du système d'injection

On peut résumer les principaux avantages du système d'injection comme suit:

- L'augmentation des performances du moteur (couple, puissance,...);
- Economie de carburant grâce au dosage très précis;
- Diminution des émissions toxiques (meilleure combustion);
- Meilleur remplissage en air des cylindres...etc

III.3.4. Différents systèmes d'injection

On peut classer les systèmes d'injection selon l'endroit où se fait l'injection du

carburant dans l'air aspiré par le moteur : l'injection est directe si elle s'effectue dans la chambre de combustion du cylindre et elle est indirecte si elle a lieu dans la tubulure d'admission, plus ou moins près de la soupape d'admission.

On peut également différencier les systèmes d'injection par le dispositif de régulation utilisé. Dans l'injection mécanique, la pompe entraînée mécaniquement par le moteur, effectue la mise en pression du carburant et dose le volume injecté.

En revanche, dans l'injection électronique, la pompe électrique, effectue l'alimentation du carburant sous pression; les fonctions de dosage, régulation, injection sont totalement ou partiellement pilotées par une centrale électronique.

Concernant ce dernier type d'injection, les modélisations les plus couramment utilisées dans la littérature prennent en compte du phénomène de mouillage. Ce dernier est dû au fait qu'une partie de l'essence injectée se dépose sur la paroi de la pipe d'admission avant de rejoindre le cylindre, figure III.11.

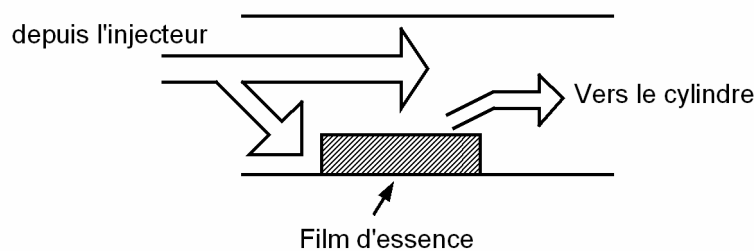


Figure III.11. Phénomène de mouillage des parois

La commande des injecteurs se caractérise par deux paramètres : l'instant de début d'injection (en angle vilebrequin), ainsi que la durée d'injection et ce, pour chaque injecteur.

Pour un moteur essence à injection indirecte multipoint, la quantité d'essence à injecter dans le cylindre est déterminée à partir de la richesse (λ) souhaitée pour le mélange.

Le modèle de la dynamique de l'essence est donné par le système d'équations suivantes [1] :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dm_{ff}(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_f} (-\dot{m}(t) + x \dot{m}_{fi}(t)) \\ \dot{m}_{fv} = (1-x) \dot{m}_{fi}(t) \\ \dot{m}_f(t) = \dot{m}_{fv}(t) + \dot{m}_{ff}(t) \end{array} \right. \quad (\text{III.12})$$

Avec $\dot{m}_f(t)$ le débit massique d'essence admis dans les cylindres, $\dot{m}_{ff}(t)$ est le débit massique d'essence sous forme liquide, est le débit massique d'essence sous forme vapeur et $\dot{m}_{fi}(t)$ débit des injecteurs \dot{m}_{fv} . [1]

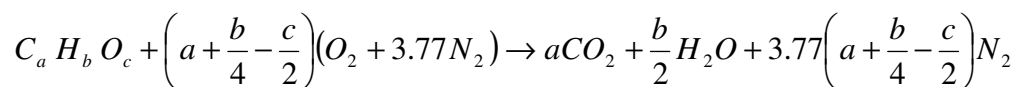
- La richesse $\lambda_{cyl}(t)$ du mélange carburé est donnée par les équations suivantes :

$$\lambda_{cyl}(t) = \frac{\dot{m}_{cyl}(t)}{\lambda_s \dot{m}_f(t)} \quad (\text{III.13})$$

$$\dot{\lambda}_{cyl} = -\frac{1}{\tau_s} \lambda(t) + \frac{1}{\tau_\lambda} \lambda_{cyl}(t - \tau(N_e)) \quad (\text{III.14})$$

Avec $\lambda_s = 14,67$ est le rapport air/essence à la stoechiométrie, $\lambda(t)$ est la richesse mesurée (sonde lambda), τ_λ est la constante de temps de la sonde et $\tau(N_e)$ un retard variable.

Dans un moteur à allumage commandé la combustion de réactifs air/carburant. Quand ils sont brûlés la masse total est conservée. Si on considère le carburant $C_a H_b O_c$ réagit avec l'air $O_2 + 3.77 N_2$ dans des proportions stoechiométrique, les produits de cette réaction sont indiqués ci-dessous.



Le rapport entre la masse d'air et la masse de carburant $\left(\frac{A}{F}\right)_s$ est donné dans le cas général par la formule suivante :

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{\left(a + \frac{b}{4} - \frac{c}{2}\right)(2 \cdot 15.9994 + 2 \cdot 3.77 \cdot 14.0067)}{a \cdot 12.011 + b \cdot 1.008 + c \cdot 15.9994}$$

$$\lambda = \frac{m_{cyl}}{\left(\frac{A}{F}\right)_s m_{car}}$$

Pour le $C_8 H_{18}$ (le carburant le plus utilisé actuellement dans les moteur à essence) :

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = 14.67$$

Cette richesse est une valeur essentielle car elle détermine les performances, les émissions et la consommation du moteur voir figure II .11. Les structures des admissions d'air et d'essence dans les cylindres ayant été données.

Effectivement, d'après cette figure, la consommation spécifique minimale se trouve autour d'une valeur de richesse de 0,9 où les émissions de polluants azotés sont maximales. La puissance maximale se trouve aux alentours d'une richesse de 1,1. Néanmoins, la technologie des pots catalytiques a imposé la richesse à 15%. En effet, si on s'éloigne de cette valeur, le pot catalytique perd beaucoup de son efficacité et se détériore rapidement

III.4. Modèle de la combustion

La combustion est le phénomène clé dans les moteurs à allumage commandé. En effet, elle conditionne la puissance fournie par le moteur, les transferts de chaleur aux parois et la formation des polluants. Avec les moyens actuels, une description précise et détaillée de ce processus à un niveau fondamental ne peut être effectuée. Il est notamment très difficile de quantifier la formation des polluants. [2]

III.4.1. Principe de la combustion

La combustion dépend évidemment des caractéristiques géométriques du moteur telles que les dimensions du cylindre ou encore le taux de compression. Elle dépend également des variables suivantes :

- L'avance à l'allumage qui modifie le couple, car les forces de compression ne sont pas les mêmes sur le cylindre. L'avance qui donne le meilleur couple est appelée le MBT (Maximum Best Torque),
- La richesse du mélange qui influe sur le rendement de la combustion. Ce dernier est maximum pour un mélange pauvre, pour une richesse de 0,9, mais la richesse est maintenue à 1 pour les raisons évoquées précédemment.

Le modèle statique du couple moteur est alors obtenu par utilisation d'une structure de régression linéaire faisant intervenir les différentes variables et des combinaisons entre ces dernières [].

$$C_m = -181.3 + 379.36 m_{cyl} + 21.91 \lambda - 0.85 \lambda^2 + 0.26 \sigma - 0.0028 \sigma^2 + 0.027 N - 0.000107 N^2 + 0.00048 N \sigma + 2.55 \sigma m_{cyl} - 0.05 \sigma^2 m_{cyl} \quad (\text{III.15})$$

Les variables sont présentés dans le tableau suivant :

Entrées	N_e	Vitesse de rotation du vilebrequin (tr/min)
	m_{cyl}	masse d'air dans le cylindre (kg)
	δ_{av}	Angle d'avance à l'allumage ($^\circ$)
	λ	Richesse du mélange air-essence mesurée à l'échappement (-)
Sorties	C_m	Couple moteur moyen (Nm)

Tableau III.3. Entrées/sorties/paramètres du modèle du couple moteur

III.5. Modèle de la dynamique bielle manivelle

Le vilebrequin est la manivelle qui reçoit la poussée de la bielle et fournit un mouvement rotatif à partir du mouvement alternatif du piston. La force exercée par la bielle applique au vilebrequin un couple qui se retrouve au bout de celui-ci sous forme de couple moteur.

A l'une des extrémités du vilebrequin, le couple moteur est utilisé pour entraîner le véhicule. A l'autre extrémité, une fraction du couple disponible est prélevée pour entraîner les auxiliaires du moteur : la distribution (arbre à cames, soupapes, etc.), le générateur électrique (dynamo ou alternateur), le compresseur de climatisation, etc.

III.5.1. CALCUL CINEMATIQUE

- Calcul de déplacement du piston

$$X(\theta) = r \cdot \left(1 - \cos \theta + \frac{\mu}{4} (1 - \cos 2\theta) \right) \quad \text{en [m]}$$

Avec ω : La vitesse de rotation;

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{\pi N}{30} \quad \text{en [rad/s]}$$

μ : le facteur de fabrication bielle manivelle ; $\mu = r/L_B$

r : rayon de vilebrequin;

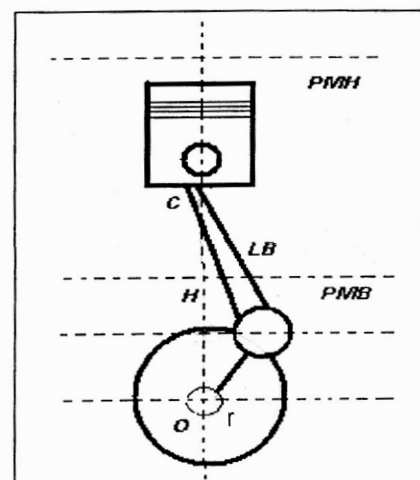


Figure.III.12: Système bielle-manivelle

L_B : longueur de la bielle;

Calcul de la vitesse du piston.

$$V(\theta) = \omega \cdot r \left(\sin \theta + \frac{\mu}{2} \sin 2\theta \right) \quad [\text{m/s}]$$

- **L 'accélération du piston.**

$$J(\theta) = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \theta + \mu \cdot \cos 2\theta) \quad [\text{m}^2/\text{s}]$$

- **Les forces exercées sur le piston:**

Les forces totales agissent sur la tête de la bielle.

$$F_s = F_g + F_j \quad [\text{N}]$$

Avec F_g : la force de gaz et F_j : la force d'inertie.

$$F_g = P \cdot S \quad [\text{N}]$$

Où S : la surface de la tête du piston

$$S = \pi \frac{D^2}{4} \quad [\text{m}^2]$$

- **détermination de la force de pression des gaz:**

$$V_x = S \cdot c \quad [\text{m}^3]$$

Où c : est la course du piston.

$$c = r \cdot (1 - \cos \theta) \quad [\text{m}]$$

- Pour la phase d 'admission:

$$P_g = F_g \cdot S \quad [\text{N}]$$

- Pour la phase de compression:

$$P_g = S \cdot \left[\frac{P_c \cdot (V_c)^{n_1}}{(V_a - (s \cdot r (1 - \cos \theta)))^{n_1}} \right] \quad [\text{N}]$$

- Pour la phase de combustion:

$$P_g = F_g \cdot S \quad [\text{N}]$$

- Pour la phase de détente:

$$P_g = S \cdot \left[\frac{P_z \cdot (V_z)^{n^2}}{(V_z + (s \cdot r(1 - \cos \theta)))^{n^2}} \right] \quad [N]$$

• Pour la phase d'échappement:

$$P_g = S \cdot P_r \quad [N]$$

• Calcul la force d'inertie P_j :

$$P_j = m_b \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \theta + \mu \cdot \cos 2\theta) \quad [N]$$

Où m_b : la masse de la bielle

$$m_b = m_{gp} + m_j$$

m_{gp} : masse de group piston.

m_j : masse de la bielle participé au mouvement du piston.

En utilisant le principe fondamental de la dynamique, l'équation classique obtenue pour les mouvements de rotation donne une relation entre le couple moteur C_m et l'accélération angulaire du vilebrequin $\ddot{\theta}$

$$J\ddot{\theta} = C_m - C_r \quad (\text{III.16})$$

Où C_r : représente le couple résistant du moteur (couple de frottements plus couple de charge), et J le moment d'inertie de l'arbre moteur. On peut également considérer un moment d'inertie dépendant de l'angle vilebrequin et l'équation (III.16) devient alors : [2]

$$J(\theta)\ddot{\theta} = C_m - C_r \quad (\text{III.17})$$

Avec le moment d'inertie variable

$$J(\theta) = J_{eq} + M_{eq} r^2 f_1(\theta)^2 \quad (\text{III.18})$$

Où

J_{eq} est le moment d'inertie équivalent des masses rotatives;

M_{eq} la masse équivalente des masses alternatives;

r est le rayon du vilebrequin ;

$f_1(\theta)$ une fonction de l'angle vilebrequin donnée par la formule (III.19) :

$$f_1(\theta) = \sin(\theta) + \frac{\frac{r}{l} \sin(2\theta)}{2\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2(\theta)}} \quad (\text{III.19})$$

Avec l : la longueur de la bielle.

III.6 Récapitulatif des équations du modèle

Nous nous contenterons de reprendre dans cette partie l'ensemble des équations introduites au cours de ce chapitre III et qui seront utilisées dans la suite pour la commande du moteur :

1. Débit massique traversant la vanne papillon :

- Ecoulement monodimensionnel des gaz parfaits compressibles.

$$\dot{m}_{pap}(t) = C_d \frac{P_{am-pap}(t)}{\sqrt{RT_{am-pap}(t)}} S_{res}(\dot{\phi}_{pap}) g(p_r(t)) \quad (\text{III.20})$$

$$\text{Avec } S_{res}(\dot{\phi}_{pap}) = \frac{\pi D_{pap}^2}{4} \left(1 - \frac{\cos(\dot{\phi}_{pap})}{\cos(\phi_0)} \right) \quad (\text{III.21})$$

$$S_{eff}(\dot{\phi}_{pap}) = C_d S_{res}(\dot{\phi}_{pap})$$

$$g(p_r) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1}} (p_r)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - (p_r)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}, & \text{si } p_r > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \\ \sqrt{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma+1)}}, & \text{si } p_r < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \end{cases} \quad (\text{III.22})$$

Une autre forme de modèle s'écrit:

$$\dot{m}_{pap} = f(\phi) g(p_r) \quad (\text{III.23})$$

$$\text{Où } f(\phi) = 2.821 - 0.05231\phi + 0.10299\phi^2 - 0.00063\phi^3 \quad (\text{III.24})$$

$$g(p_r) = \begin{cases} 1 & \text{si } p_r \leq \frac{p_0}{2} \\ \frac{2}{p_0} \sqrt{p_r p_0 - p_r^2} & \text{si } p_r > \frac{p_0}{2} \end{cases} \quad (\text{III.25})$$

2. Dynamique de la pression dans le collecteur d'admission

$$\dot{P}_{col} = \frac{RT_{col}}{V_{col}} \left(\dot{m}_{pap} - \sum_{i=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{cyl_i} \right) + P_{col} \frac{\dot{T}_{col}}{T_{col}} \quad (\text{III.26})$$

On suppose ce qui suit:

- La conservation de la masse et l'énergie
- Les effets de transfert thermiques aux parois des collecteurs sont négligés.

Donc on peut écrire:

$$\dot{P}_{col} = \frac{RT_{col}}{V_{col}} \left(\dot{m}_{pap} - \sum_{i=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{cyl_i} \right) \quad (\text{III.27})$$

3. Débit d'air entrant dans les cylindres

$$\dot{m}_{cyl} = f_1(P_{col}, N_e)$$

$$\dot{m}_{cyl}(N_e, P_{col}) = \frac{V_d}{120 RT_{col}} N_e \eta_v(N_e, P_{col}) \cdot P_{col} \quad (\text{III.28})$$

Un autre modèle empirique est le suivant:

$$\dot{m}_{cyl} = -0.366 + 0.008979 N P_{col} - 0.0337 N P_{col}^2 + 0.0001 N^2 P_{col} \quad [8] \quad (\text{III.29})$$

3. La masse d'air entrant dans les cylindres

$$m_{cyl} = \int_0^{\Delta T} \dot{m}_{cyl} dt \quad (\text{III.30})$$

Avec $\Delta T = \frac{120}{N \cdot n}$

n : est le nombre des cylindres.

4. Dynamique de l'injection d'essence [1]

$$\begin{cases} \frac{dm_{ff}(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_f} (-\dot{m}(t) + x \dot{m}_{fi}(t)) \\ \dot{m}_{fv} = (1-x) \dot{m}_{fi}(t) \\ \dot{m}_f(t) = \dot{m}_{fv}(t) + \dot{m}_{ff}(t) \end{cases} \quad (\text{III.31})$$

5. Equation statique du couple moteur:

$$C_m = f_2(m_{cyl}, \lambda, \sigma, N_e)$$

On peut utiliser la formule empirique suivante: [8]

$$\begin{aligned} C_m = & -181.3 + 379.36 m_{cyl} + 21.91 \lambda - 0.85 \lambda^2 + 0.26 \sigma - 0.0028 \sigma^2 + 0.027 N \\ & - 0.000107 N^2 + 0.00048 N \sigma + 2.55 \sigma m_{cyl} - 0.05 \sigma^2 m_{cyl} \end{aligned} \quad (\text{III.32})$$

6. Calcul de la richesse réelle et stoechiométrique

$$\lambda_{cyl}(t) = \frac{\dot{m}_{cyl}(t)}{\lambda_s \dot{m}_f(t)} \quad (\text{III.33})$$

$$\dot{\lambda}_{cyl} = -\frac{1}{\tau_s} \lambda(t) + \frac{1}{\tau_\lambda} \lambda_{cyl}(t - \tau(N_e)) \quad (\text{III.34})$$

III.7. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté la modélisation des moteurs à allumage commandé. Cette dernière, a été axée sur des modèles dynamiques des différentes parties du moteur, à savoir : admission d'air, admission d'essence, combustion et dynamique du système bielle-manivelle.

Les modèles obtenus sont alors considérés, dans la suite, comme une base pour la synthèse des lois de commande du moteur. Le chapitre suivant sera consacré à la présentation des résultats de simulations obtenus et leurs interprétations et ce pour le d'une régulation de régime moteur.

IV.1 Introduction

Ce présent chapitre expose certains problèmes liés au contrôle du moteur à allumage commandé et notamment la régulation du régime moteur. Le fait de composer en modules et de passer par des variables internes comme la masse d'air aspiré par le cylindre confère au schéma de contrôle un caractère très générique tout en proposant une structure simple. Les résultats obtenus par simulation de modèle du moteur sont exposés dans ce chapitre suivi par leurs interprétations.

IV.2 Problèmes liés à la commande des moteurs thermiques

La commande globale du moteur sous-entend : la régulation de ralenti et/ou de régime, la régulation de richesse, la commande en couple est un étage de supervision permettant de gérer les différentes phases de fonctionnement et de gestion des pannes ou défauts (apparition de cliquetis, ratés d'allumage, etc....) la suite du paragraphe s'intéresse principalement aux régulations de régime dans un moteur à combustion interne.

La régulation de ralenti permet d'assurer un régime de ralenti stable et le plus faible possible. Pour pouvoir faire varier le régime de ralenti il faut soit assurer un passage d'air en dérivation par rapport au papillon soit piloté directement celui-ci à l'aide d'un actionneur.

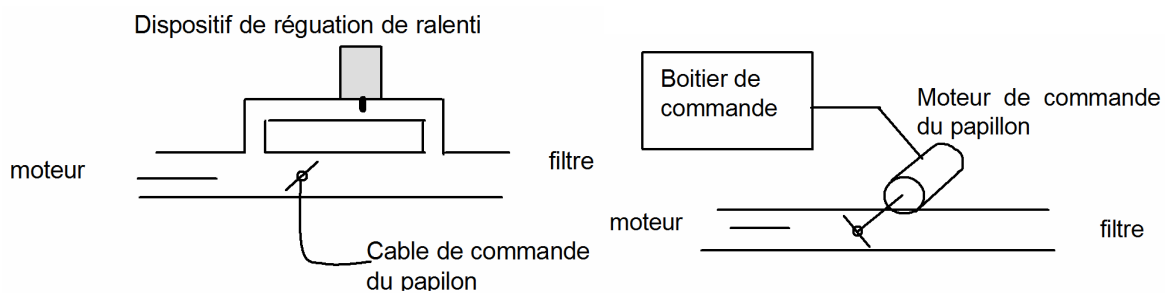


Figure IV.1. Schéma de principe

IV.3. Différentes phases de fonctionnement

- **Démarrage**

Dans la phase de démarrage, le moteur a besoin d'air additionnel pour assurer une montée en régime suffisante. Le couple résistant moteur étant lié à la température de l'huile, ce besoin d'air additionnel sera directement fonction de l'état thermique du moteur, donc de l'information température eau moteur.

- **Ralenti**

Le besoin d'air additionnel au ralenti dépend de l'état thermique du moteur, de l'enclenchement éventuel de consommateurs et de la régulation du régime moteur.

- **Décélération**

La troisième utilisation de l'actuateur est d'améliorer la combustion du moteur ainsi que le comportement du véhicule, en phase de décélération. Cette décélération provoque de fortes dépressions dans la tubulure d'admission (principalement à régimes élevés, papillon fermé), et donc un remplissage très faible et peu homogène. Dans ces conditions la combustion est toujours incomplète et s'accompagne d'un fort taux d'imbrûlés à l'échappement. Par ailleurs, au niveau véhicule, on passe en un temps très court d'un couple moteur «normal» (conducteur appuie sur la pédale), à un couple très faible (conducteur lâche la pédale) : le véhicule est alors freiné brutalement, trop brutalement (à-coup désagréable). Pour pallier à ces deux défauts, le débit d'air additionnel est piloté pendant toute la durée de la décélération.

Dans la plupart des dispositifs de régulation et dans beaucoup de cas d'applications, on utilise des régulateurs standard « PID », en raison de la simplicité de leur algorithme de réglage et des expériences acquises avec ce type de régulateur.

IV.4 Régulation de la richesse

La richesse dépend des quantités d'air frais et d'essence entrant dans chaque cylindre. Or, ces dernières sont des quantités qui ne sont pas mesurables, la seule mesure accessible est celle qui est fournie par la sonde de richesse. En général, la sonde utilisée sur les véhicules de série est une sonde quasi binaire qui donne l'information de mélange riche ou pauvre.

Il en découle que maintenir la richesse à 1 est un des objectifs principaux de la commande des moteurs à allumage commandé.

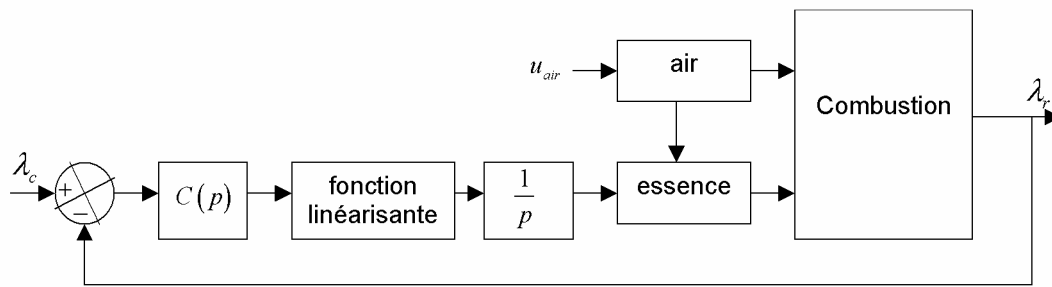


Figure IV .2. Exemple d'une boucle de régulation de la richesse du mélange air/carburant

IV.5 Commande en couple

Lorsque la commande en couple est abordée, il s'agit d'une commande en couple moyen et non pas en couple instantané. Peu d'études portent sur la commande en couple du moteur thermique. La première raison déjà invoquée est l'absence de mesure sur les véhicules de série, la seconde est le peu d'intérêt de réaliser une commande précise sur cette variable, sachant qu'au bout de la chaîne de commande se trouve le conducteur qui sert de régulateur. Cependant, dans des applications particulières telles que le véhicule hybride (moteur thermique + moteur électrique) la régulation de cette variable peut se révéler capitale.

C'est le cas de la configuration appelée parallèle simple arbre où est réalisée la somme du couple du moteur thermique et de celui du moteur électrique. De plus, pour améliorer les performances globales du moteur tout en gardant un comportement acceptable de conduite pour le client, la maîtrise au plus juste du couple moteur sous diverses contraintes semble un point clé qui reste à développer pour les années à venir.

IV.6 Régulation du régime moteur

Dans ce cas, l'objectif est d'assurer au moteur un régime constant, au cours des changements du couple de charge et ce à l'aide d'un régulateur " proportionnelle intégrale " (PI). L'intégrateur est utilisé pour ajuster l'état stable de régime et l'action proportionnelle compense le retard de phase induit par l'intégrateur.

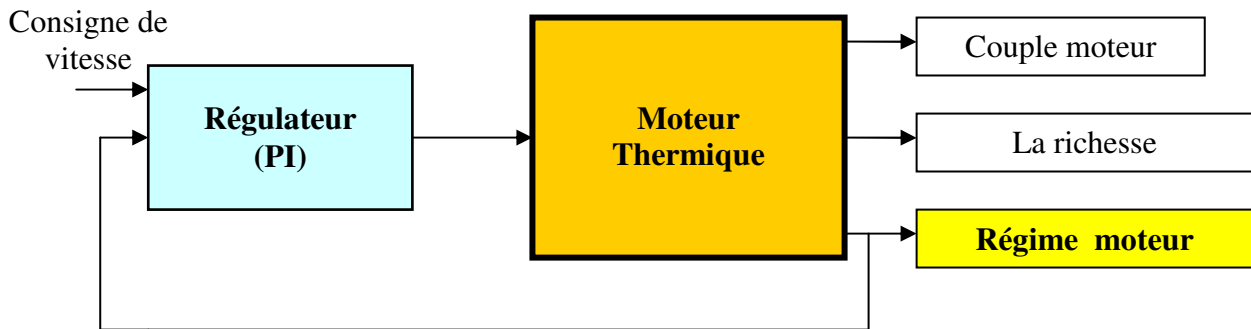


Figure. IV.3 .Structure d'une boucle de régulation du régime moteur

IV .4. Commande en boucle ouverte

On parle de fonctionnement en boucle ouverte quand c'est l'opérateur qui contrôle l'organe de réglage (la vanne est liée via un câble à la pédale d'accélérateur). Un système en boucle ouverte est un système de réglage où la variable de commande est indépendante de la grandeur de sortie la figure (IV.4). Les résultats de simulations obtenus pour ce type de commande sont représentés par les figures (4.1, 4.2 , 4.3). Ci-dessous.

IV .5. Stratégie de commande du régime moteur en boucle fermée

Contrairement aux systèmes classiques de commande moteur qui n'agissent que sur l'essence injecté et l'avance à l'allumage nous supposons dans ce cas que le moteur en question dispose d'un actionneur (électronique ou électromécanique) de papillon des gaz qui se substitue au traditionnel câble d'accélérateur pour régler le débit d'air entrant dans les cylindres.

Cette structure figure IV.5. suppose l'existence d'une consigne du régime provenant directement ou non du conducteur(pédale d'accélérateur), cette consigne sera comparée constamment à la valeur effective du régime moteur obtenue via par un capteur de vitesse.

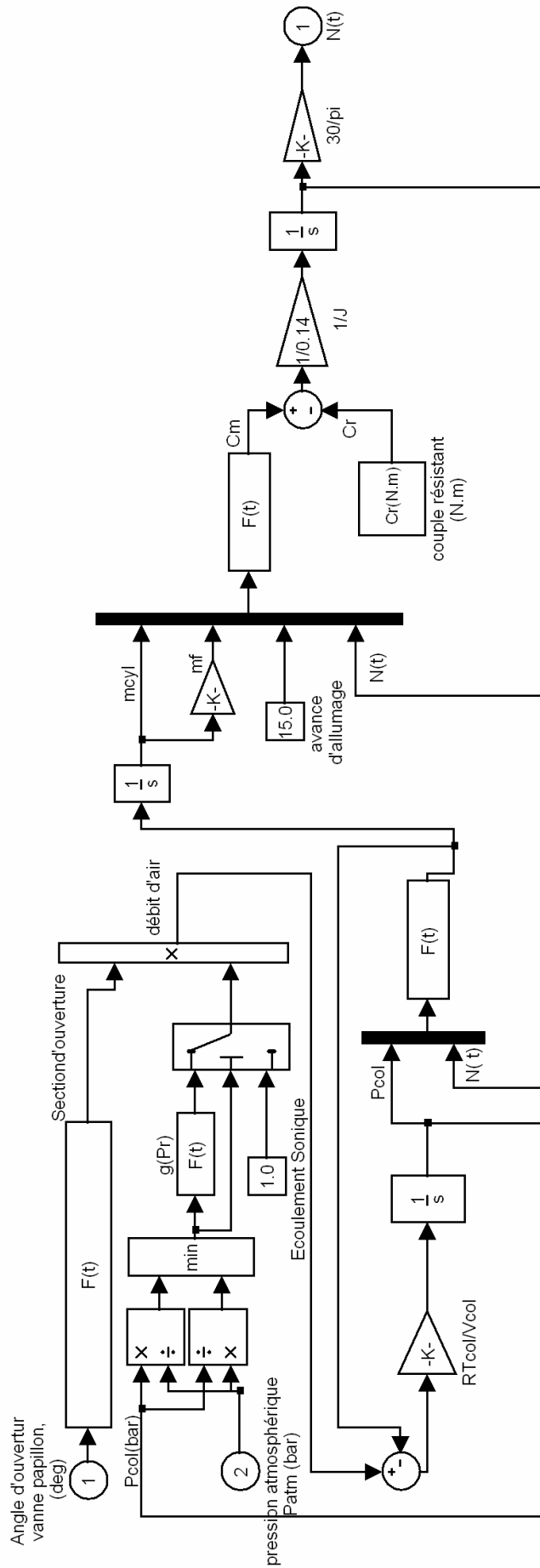


Figure IV.4. Schéma de simulation en boucle ouverte (Sans régulation de régime)

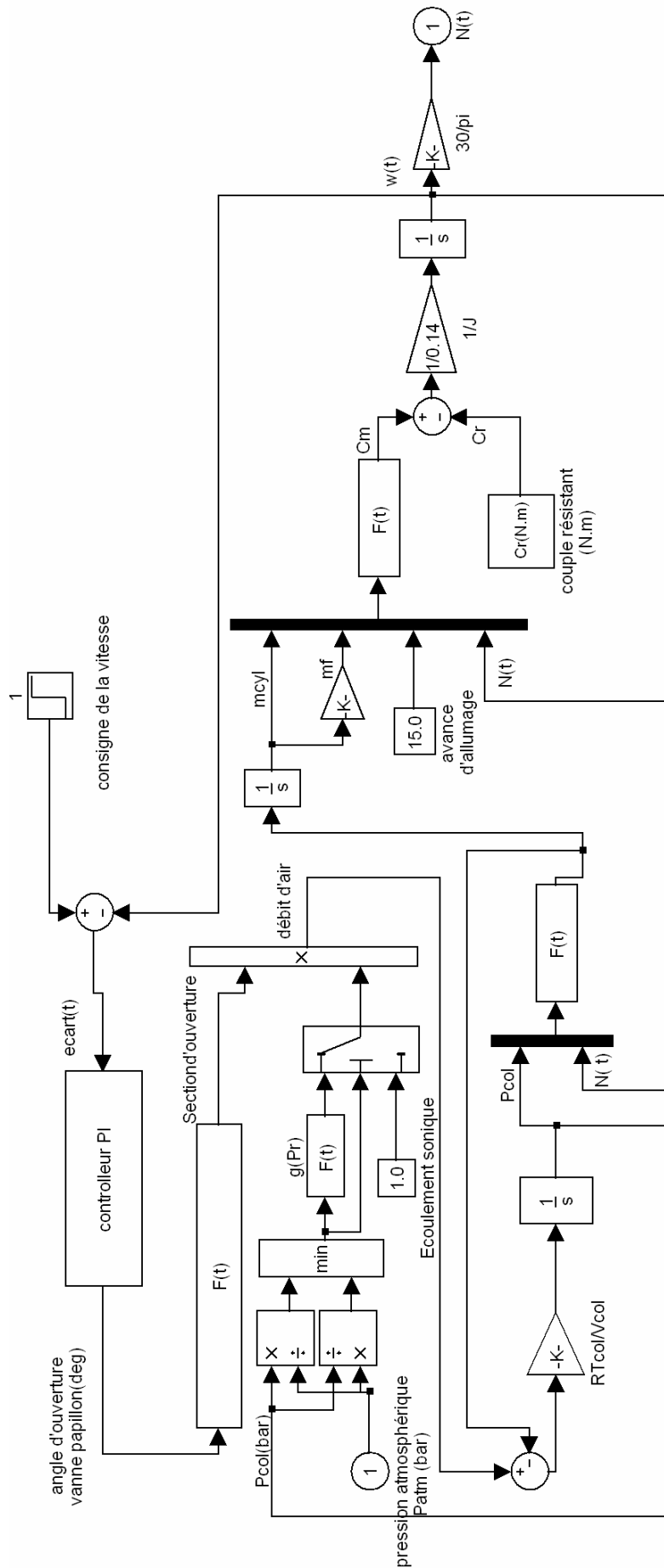


Figure. IV.5. Schéma de simulation (régulation du régime moteur)

IV .6. Résultats de calcul thermodynamique

L'étude thermodynamique d'un moteur à essence s'intéresse aux différentes transformations qui subit le gaz dans le cylindre pour la détermination du diagramme (P-V), on mesure à chaque instant le volume occupé par le gaz et la pression qu'ils possèdent, celle-ci est une fonction du volume, alors, il est possible de tracer la courbe de leur variation sur un système de coordonnées P et V cette courbe représente le diagramme d'un cycle d'un moteur à allumage commandé à quatre temps ses composés de (l'admission, compression, combustion et détente, échappement).

D'autre part l'étude dynamique aide pour calculer les forces et les pressions exercées sur le piston et le couple de gaz.

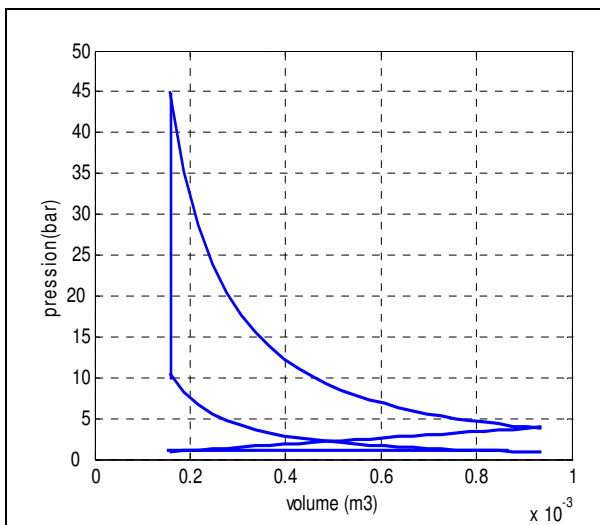


Figure. IV.6. diagramme (P-V) . pression en fonction de volume

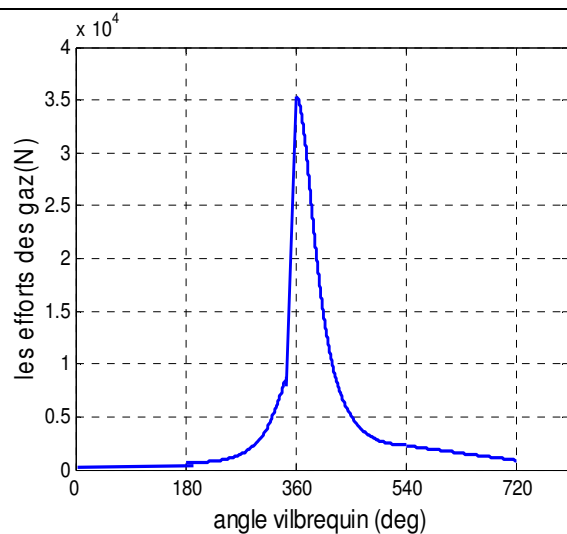


Figure. IV.7. Les efforts des gaz en fonction de l'angle vilebrequin

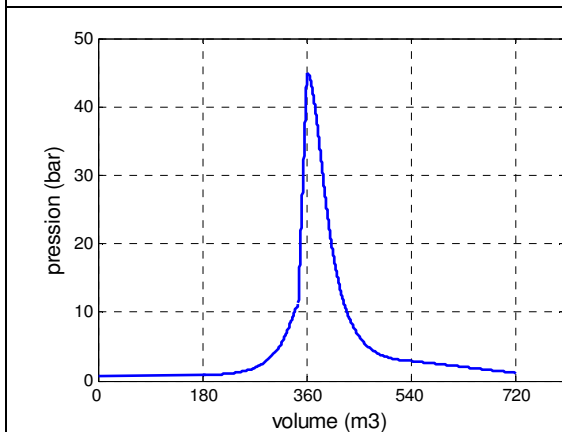


Figure.IV.8. Les pressions des gaz en fonction de l'angle vilebrequin

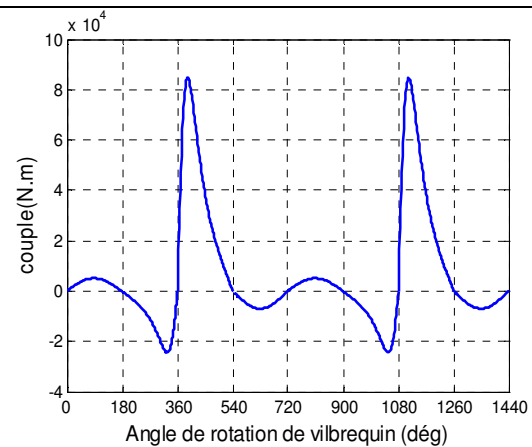


Figure.IV.9. couple en fonction de l'angle vilebrequin

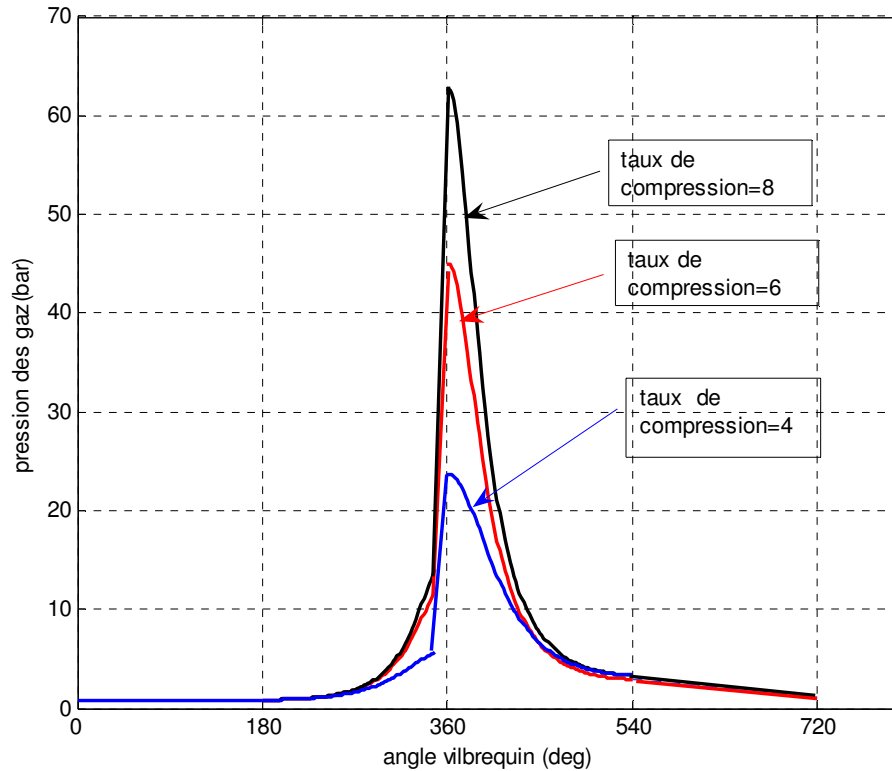


Figure. IV.10. l'influence de pression des gaz en fonction de taux de compression.

IV .6.1. Interprétation des résultats

A chaque position de piston il existe un certain volume des gaz dans le cylindre ce gaz est soumis à une pression variable avec la position et le temps durant le cycle considéré.

Le mélange combustible gagne la chaleur (chaleur apportée), pour moteur à quatre temps à la fin de la phase de compression et dégage la chaleur (chaleur évacuée) à la fin de la phase de détente.

La figure(6) montre le cycle moteur indiqué pour moteur à essence, la pression maximale est toujours envisagée à la température de fin de combustion une augmentation due à la combustion est remarqué après la fin de compression, la pression à ce point dépend de taux de compression.

Les figures (7) et (8) montrent les courbes indiquées des efforts et pressions exercés sur le piston, la valeur maximale pour les efforts des gaz est à l'angle 360° de rotation du vilebrequin.

La figure 10, mis en évidence l'influence d'une augmentation de taux de compression des gaz dans le cylindre sur le couple produit par la combustion en fonction d'angle vilebrequin.

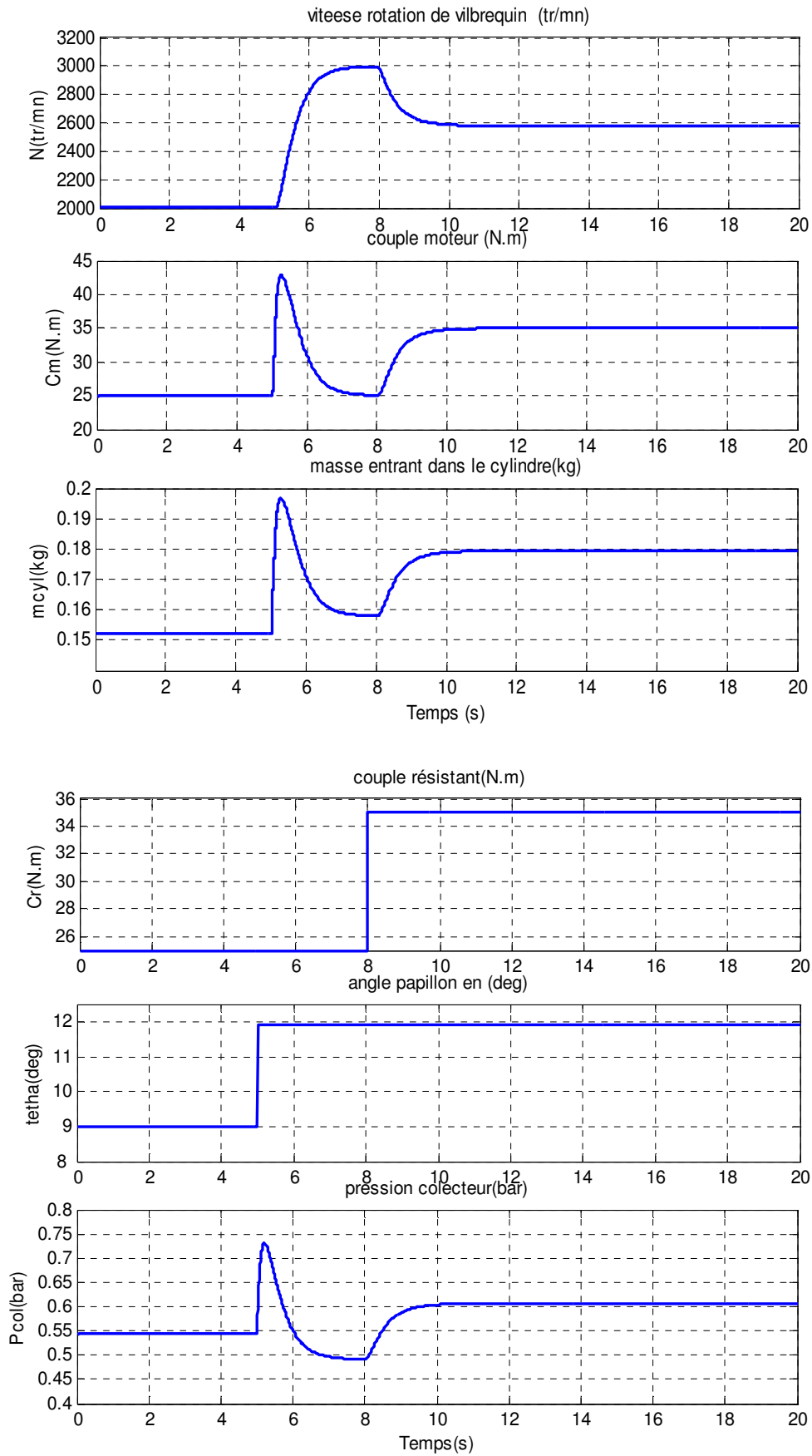


Figure (4.1): Résultats de simulation de la commande du moteur en boucle ouverte

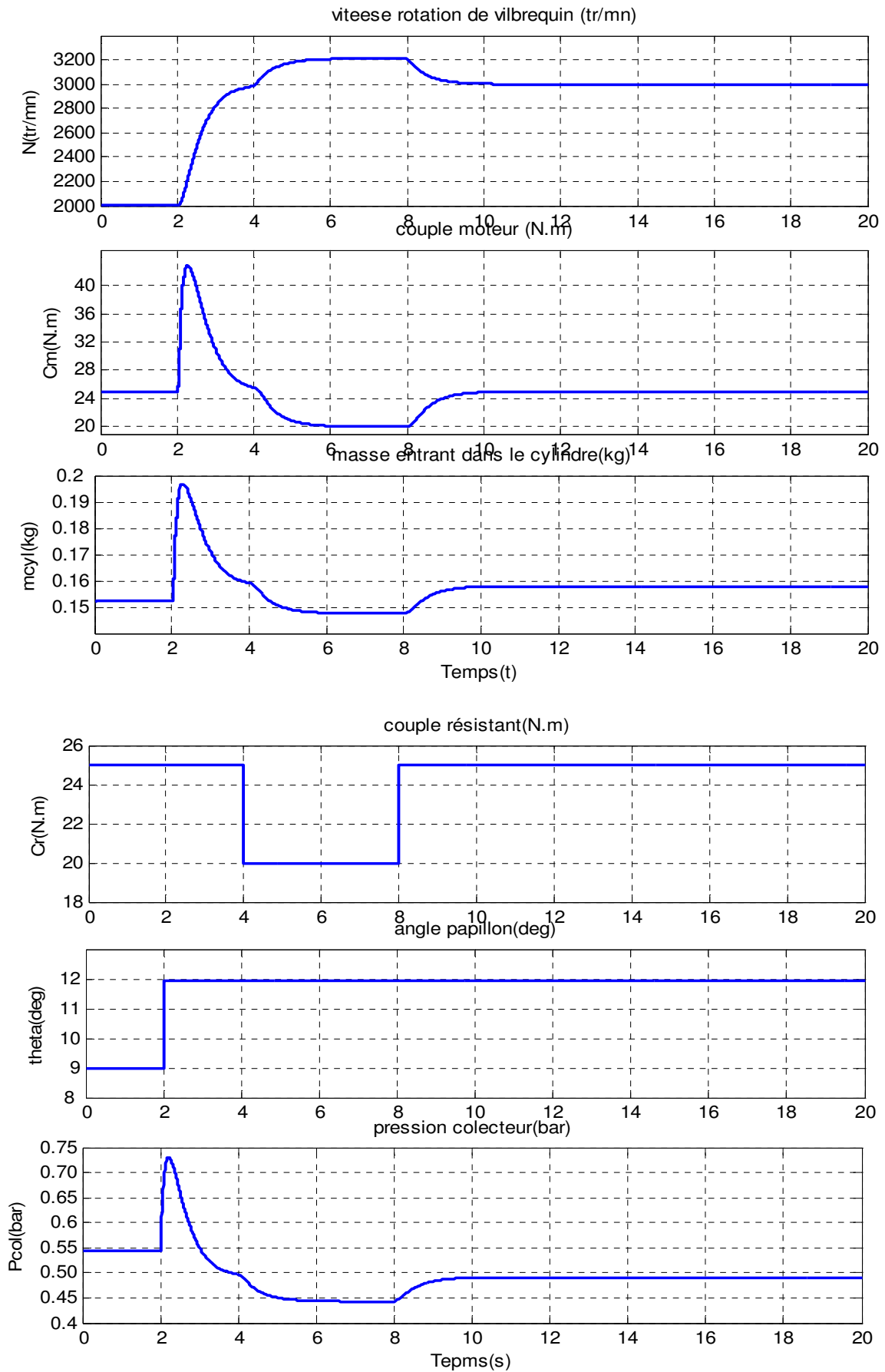


Figure (4.2): Résultats de simulation de la commande du moteur en boucle ouverte

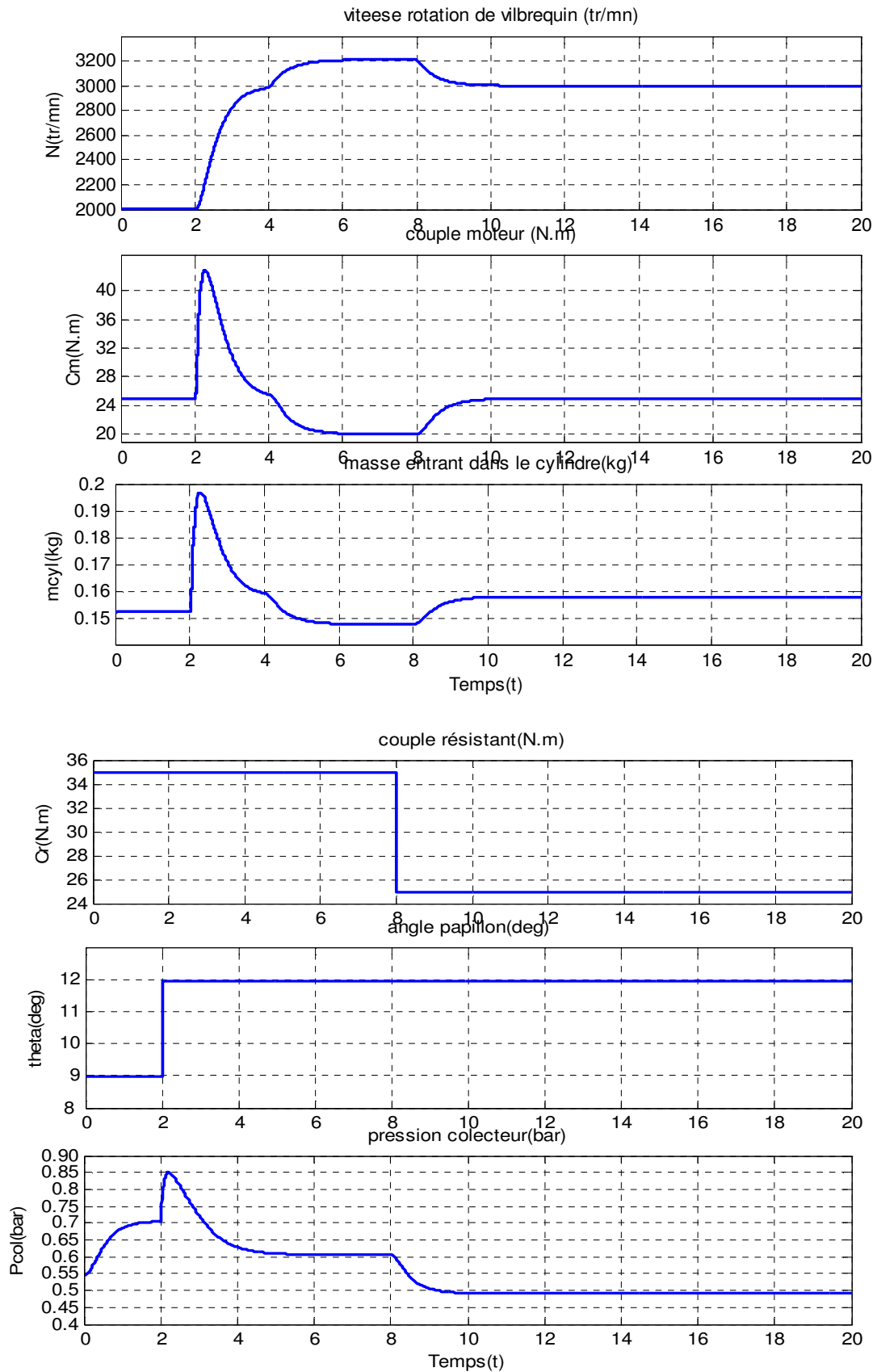


Figure (4.3): Résultats de simulation de la commande du moteur en boucle ouverte

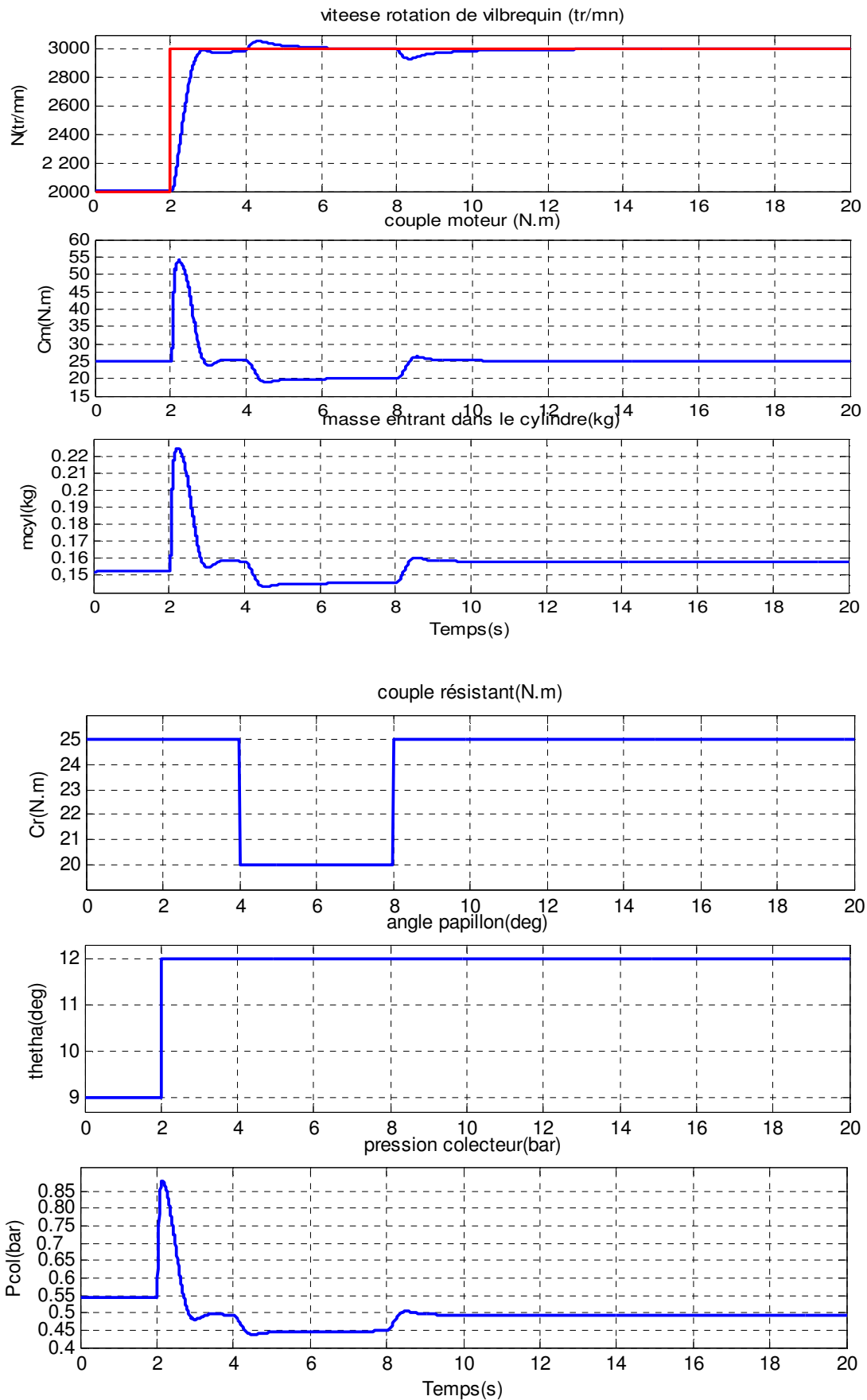


Figure 4.4. Résultats de simulation pour une régulation du régime moteur

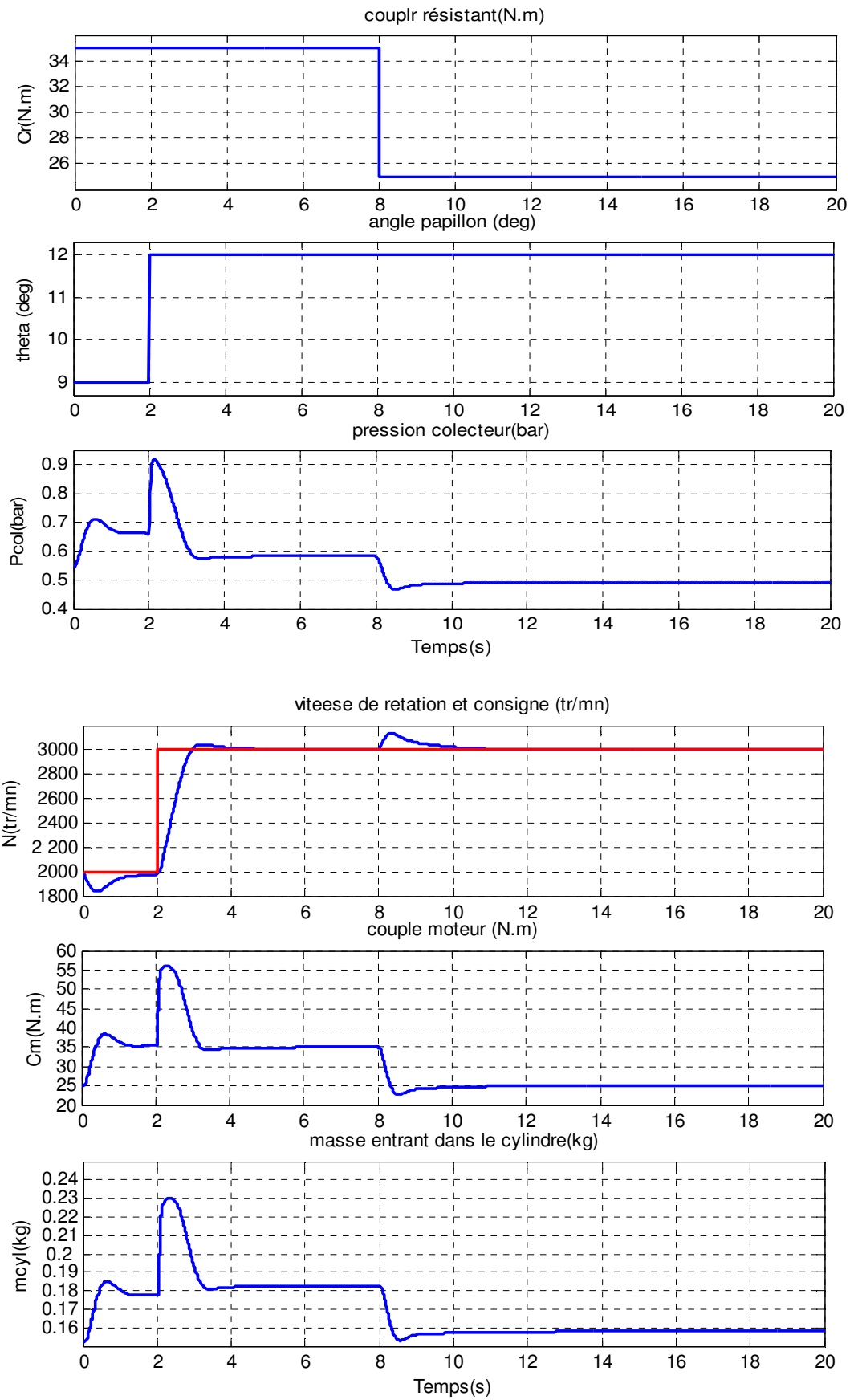


Figure 4.5. Résultats de simulation pour une régulation du régime moteur

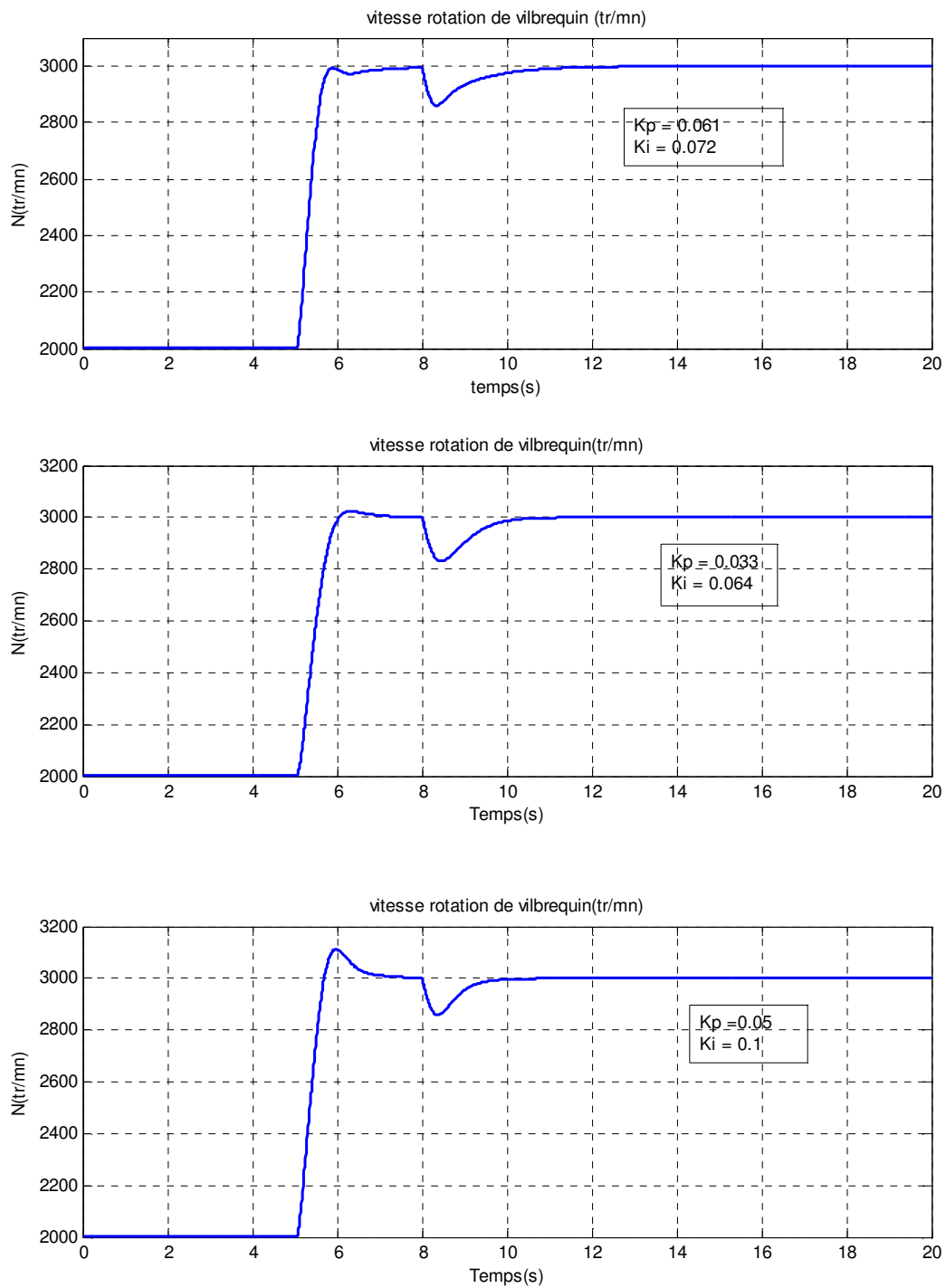


Figure 4.6. Evolution dynamique du régime moteur (variation des paramètres du régulateur (PI))

IV.7. Interprétation des résultats:

IV.7.1. commande en boucle ouverte (sans régulation du régime moteur)

Les courbes des figures (4.1, 4.2, 4.3). représentent les résultats de simulation de commande du modèle du moteur en boucle ouverte. Nous considérons comme signal de commande la position angulaire de la vanne papillon fixée par le conducteur à travers la pédale d'accélérateur (menu d'un câble lié au papillon). On remarque que lors des changements rapides de la position *angulaire* θ_{pap} , un fort appel de débit d'air est nécessaire pour développer un couple moteur appropriée qui compense le couple de charge appliqué sur le moteur. Ce couple passe par un pic puis se stabilise à une valeur constante en régime permanent.

Il est à noter d'après ces résultats, que l'introduction d'un couple résistant (augmentation de la résistance aérodynamique, couplage ou découplage d'éléments auxiliaires,...) provoque une diminution de la vitesse de rotation également d'où la nécessité d'une régulation permanente du régime moteur.

IV.7.2. Commande en boucle fermée (régulation du régime moteur)

L'orientation choisie pour notre étude, en l'occurrence la régulation du régime moteur (faire suivre la vitesse du moteur à une référence de vitesse fixée par le conducteur), on permet d'extraire des résultats de simulations, obtenus pour une commande en boucle fermée du régime moteur ce qui suit: On constate lors de variations rapides de la position du papillon, voir courbes des figures (4.4, 4.5, 4.6). , que la vitesse du moteur suit sa consigne en toutes circonstances c'est-à-dire, quelques soient les perturbations (variations de couple de charge) ,avec un temps de réponse et un dépassement acceptable, la vitesse entre pour une part importante dans la consommation de carburant. En effet, au moment de changements de vitesse le moteur a besoin d'un débit d'air additionnel pour assurer une montée en régime suffisante. En revanche au cours d'une décélération la masse d'air entrant dans les cylindres diminue car le couple moteur passe en un temps très court d'une valeur normal (conducteur appuie sur la pédale) à un couple très faible (conducteur lâche la pédale); le véhicule est alors freiné brutalement, trop brutalement (à-coup désagréable), ce qui provoque une dépression dans le collecteur. L'introduction d'un régulateur PI a permis donc, le rejet rapide de la perturbation, il réagit aux variations brusques de l'erreur et assure un rattrapage progressif de la consigne.

IV.8. Conclusion

Les commandes nécessaires à la régulation d'un moteur à allumage commandé ont été rapidement décrites : régulation de ralenti ou de régime, régulation de richesse, commande en couple. Il a été constaté que la plupart des lois de commandes utilisées sont basées le plus souvent sur des linéarisations de modèle autour de points de fonctionnement.

Les courbes obtenues lors de calcul thermodynamique du cycle moteur (diagramme P - V) ainsi que le calcul cinématique du système bielle manivelle et les efforts auxquels il est sollicité, présentent une allure similaire aux courbes théoriques.

Les résultats obtenus par simulation lors d'une régulation du régime moteur sont très satisfaisants pour une première étude de ce genre, le régulateur PI assure un temps de réponse acceptable et rejette la perturbation ce qui assure un bon confort (de conduite) au conducteur.

Conclusion générale

Dans cette conclusion, nous résumerons les principaux résultats de cette étude. La première partie porte sur les véhicules électriques, conventionnels et notamment les véhicules hybrides, ainsi que la présentation des structures les plus fréquemment utilisées pour ces derniers, à savoir : série, parallèle et combinée. La seconde partie est consacrée à une étude détaillée sur le fonctionnement général du moteur thermique à allumage commandé, le cycle moteur des 04 temps de fonctionnement en fonction de l'angle vilebrequin, ensuite un bilan énergétique d'après le cycle de Clapeyron à été établi.

La modélisation du moteur thermique à allumage commandé est abordée au chapitre III, à travers une description modulaire des sous-systèmes le composant à savoir les sous systèmes: admission , compression, combustion et système de transmission bielle manivelle. Elle est l'occasion d'une étude bibliographique approfondie d'où sont issus la plupart des modèles utilisés en contrôle moteur.

Le sujet ainsi traité est d'un caractère, pluridisciplinaire, incluant aussi bien de l'automatique que de l'énergétique. Ce qui nécessite l'intervention de plusieurs spécialistes et a rendu notre tâche un peu difficile. Des lois empiriques ont été choisies pour la modélisation de combustion afin de réduire la complexité du modèle pluridisciplinaire étudié.

Malgré ces contraintes, les résultats de simulation du processus thermodynamique et cinématique du moteur thermique auxquels nous avons abouti (cycle P-V, effort des gaz, pression cylindres...etc.) apparus très intéressants et conformes aux résultats théoriques [Heywood 1998]. Les courbes des paramètres caractéristiques du moteur en question, obtenues par simulation (pression collecteur, masse d'air entrant dans les cylindres, couple moteur effectif,...etc.) et ce, dans le cas d'une régulation du régime au moyen d'un régulateur PI, s'avèrent satisfaisants de point de vue rejet de perturbation et temps de réponse ainsi que le dépassement.

Enfin, Comme pour perspectives et suggestions pour les travaux futurs, il serait intéressant de:

- associe la modélisation et la commande du moteur électrique à celles d'un moteur thermique pour former un système de traction unique (hybride).
- améliorer le contrôle moteur par prise en compte de la régulation de la richesse du mélange et du couple moteur;
- contrôler les polluants après catalyseur afin d'aboutir à la minimisation de la pollution du moteur, en particulier les trois émissions polluantes néfastes: Le (CO): mortel à forte concentration, réduisant le pouvoir oxyphorique du sang, -Les (HC), cancérigènes et Les oxydes d'azote (NOx), provoquant des pluies acides.
- introduire les nouvelles techniques de commande (Floue, réseaux de neurones,...etc.) pour assurer une commande robuste et efficace des performances du moteur.

Des études futures sur les thèmes consommation, diagnostic, aide à la conduite..., ce sont autant d'illustrations des multiples applications de l'automatique à la commande des moteurs automobile.

A.1. classification des moteurs thermiques

A.1.1. Définition

Un moteur thermique est une machine qui transforme l'énergie thermique en un travail mécanique.

A.1.2. Classification

- ❖ selon le mode de construction il y a 3 types des moteurs thermiques
 - moteur a piston alternatif
 - moteur a piston rotatif
 - moteur appelé turbine
- ❖ Selon la source d'énergie il y a :
 - moteur thermique (source d'énergie est la combustion)
 - moteur électrique (source d'énergie électrique)
 - moteur solaire (source d'énergie solaire)
- ❖ Selon le mode de combustion, les moteurs thermiques existent en deux types :
 - moteur à combustion interne
 - moteur à combustion externe
- ❖ Energie chimique (combustion) : Energie thermique (détente): Energie mécanique.
 - si les processus 1 (combustion) et le processus 2 (détente) se produisent dans un même organe le moteur est dit à combustion interne.
 - si les processus 1 (combustion) et les processus 2 (détente) se produisent dans des organes différents le moteur est dit à combustion externe.
- ❖ Selon le mode de fonctionnement il y a deux types de moteur à combustion interne :
 - Moteur fonctionnement suivant le cycle d'Otto, ($v = \text{constante}$) à essence appeler moteur à allumage commandé
 - Moteur fonctionnement suivant le cycle diesel, ($p = \text{constante}$) à utilisé pour les moteurs à auto allumage.
 - Moteur diesel à cycle mixte ($V = \text{constante}$, $P = \text{constante}$).

A.2. Loi des gaz parfaits

Les espèces gazeuses qui composent le fluide de travail dans le moteur (c'est-à-dire l'oxygène, l'hydrogène, l'azote, etc.) sont généralement considérées comme des gaz parfaits. Ils respectent donc l'équation d'état thermique :

$$PV = mRT \quad (\text{A.1})$$

Où P représente la pression. V le volume. m la masse de gaz. T la température et R la constante des gaz. Cette dernière est différente pour chaque espèce : elle est donnée par la relation

$$R = \frac{r}{M} \quad (\text{A.2})$$

Où r est la constante universelle des gaz et M est la masse molaire du gaz considéré exprimée en kg/mol. En fonction du nombre de moles: $n = \frac{m}{M}$

L'équation (A.2) peut se réécrire

$$PV = \frac{m r T}{M} = n r T \quad (\text{A.3})$$

A.3. Lois fondamentales de conservation de la masse et de l'énergie

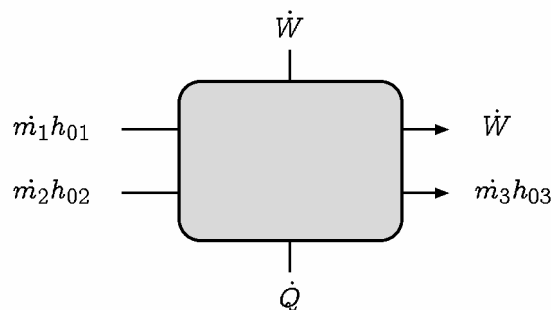


Figure.A.1. Système thermodynamique ouvert.

A.4. Conservation de la masse

La vitesse de variation de la masse totale in dans un système thermodynamique ouvert est égale à la somme des débits entrant et sortant :

$$\dot{m} = \sum_j \dot{m}_j \quad (\text{A.4})$$

A.5. Conservation de l'énergie

L'équation fondamentale pour la modélisation des machines thermiques est dérivée du premier principe de la thermodynamique et de la loi des gaz parfaits. En négligeant les variations de l'énergie potentielle. Le premier principe de la thermodynamique appliqué au système ouvert de volume V (Fia. A.1) s'écrit :

$$\frac{du}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_j \frac{dH_{0j}}{dt} \quad (\text{A.5})$$

Où Q est la chaleur échangée avec l'extérieur du système. W est le travail fourni par les gaz au sein du système et le troisième terme du membre de droite correspond à la somme des énergies reçues et cédées. L'équation () peut se réécrire sous la forme suivante:

$$\frac{d(m_u)}{dt} = \sum_i \frac{dQ_i}{dt} - P \frac{dQ_i}{dt} + \sum_j h_{0j} \dot{m}_j \quad (\text{A.6})$$

Où m est la masse totale de gaz contenue dans le système thermodynamique ouvert. u l'énergie interne des gaz. Les indices i et j font référence, respectivement, aux surfaces de transfert de chaleur et aux entrées (ou sorties) du volume de contrôle. Les enthalpies massiques à chaque entrée ou sortie du système thermodynamique ouvert (indices j) sont notées h_{0j} .

A .6. Constantes thermodynamiques usuelles

Notation	Description	Valeur	Unité (S.I.)
c_p	chaleur massique à pression constante (air)	1014.4	$J/(kg.K)$
c_v	chaleur massique à volume constant (air)	727.4	$J/(kg.K)$
γ	rapport des chaleurs massiques (air)	1.3945	Φ
R	constante massique des gaz (air)	287.0	$J (kg.K)$
r	constante universelle des gaz	8.3143	$J/(mol.K)$
PCI	pouvoir calorifique inférieur (pour l'essence)	43.2 x 106	J/ kg
λ_s	rapport stoechiométrique essence ($C_8 H_{18}$)	14.6	ϕ

Tab. B.1. Liste des constantes thermodynamiques usuelles.

GLOSSAIRE

allumage : système provoquant l'inflammation du mélange air/carburant dans un moteur à explosion.

arbre à cames : organe du moteur, entraîné par le vilebrequin par l'intermédiaire d'une chaîne ou d'une courroie crantée, et portant des excentriques à profil de came qui commandent l'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement.

avance à l'allumage : angle dont tourne l'arbre d'un moteur à explosion entre l'instant où jaillit l'étincelle de la bougie et celui où le piston passe le point mort haut, correspondant au temps nécessaire à la propagation du front de flamme dans le mélange comprimé.

bielle : pièce mécanique du moteur qui relie le piston au vilebrequin.

bougie : élément du système d'allumage qui fait jaillir l'étincelle dans la chambre d'explosion des moteurs à combustion interne, vissée sur la culasse et recevant le courant haute tension.

came : organe mécanique, de profil non circulaire, qui transforme un mouvement circulaire en mouvement rectiligne alternatif, quand il agit sur un poussoir, ou en mouvement oscillant, quand il agit sur un culbuteur.

chambre de combustion : dans les moteurs à combustion interne (essence ou diesel), volume délimité par la tête de piston en position de point mort haut et la culasse; sa forme, creusée dans la culasse ou le piston, est étudiée pour brasser le mélange carburé et faciliter le développement de la combustion.

charge du moteur : effort que l'on demande au moteur, c'est-à-dire puissance qu'on lui demande de développer, égale la valeur du couple résistant aux roues motrices et pratiquement indique la valeur de l'ouverture papillon des gaz par rapport à la pleine ouverture (qui correspond à la pleine charge).

charge moteur partielle : position du papillon des gaz en ouverture partielle qui ne donne qu'une partie de la puissance du moteur.

combustion : phénomène constitué par des réactions chimiques en chaîne entre le carburant combustible et l'oxygène du carburant, réaction qui, dans le cas des hydrocarbures, dégage globalement beaucoup de chaleur.

culasse : pièce en fonte, aluminium ou alliage léger rapportée sur le groupe-cylindres et fermant ce dernier à sa partie supérieure. La culasse forme avec le cylindre et le piston la chambre de combustion.

culbuteur : levier oscillant sur un axe monté dans la culasse, commandé par l'arbre à cames, qui agit directement ou par l'intermédiaire de tiges, et poussant sur la queue de soupape pour en assurer l'ouverture.

cylindre : partie du moteur qui sert de guide au piston et dans laquelle se déroule le cycle de combustion.

front de flamme : position du mélange enflammé qui sépare les gaz déjà brûlés des gaz frais dans la chambre de combustion.

injection : procédé d'alimentation d'un moteur thermique consistant à pulvériser sous pression le combustible dans l'air aspiré par le moteur.

lumières de transfert : lumières de cylindre situées aux extrémités du ou des canaux de transfert, découvertes par le piston au point mort bas et permettant le passage de l'air carburé.

mélange carburé : mélange gazeux d'air et d'essence volatilisée dont on remplit le cylindre du moteur pendant la phase aspiration, dosé de façon que la combustion de l'essence soit complète.

papillon des gaz : plaque circulaire oscillante placée à l'entrée d'un canal d'admission et commandée par la pédale d'accélérateur pour régler la quantité d'air aspirée par le moteur et, conséquemment, la puissance développée par ce dernier.

piston : élément du moteur qui coulisse dans le cylindre et dont la face extérieure de la tête forme la cloison mobile de la chambre de combustion et reçoit la poussée des gaz brûlés.

point d'allumage : position relative que doivent avoir les organes principaux du moteur au moment où éclate l'étincelle, afin que la combustion soit complète.

point mort bas : position du piston à l'extrémité de sa course, la plus proche du vilebrequin auquel il est lié par la bielle.

point mort haut : position du piston à l'extrémité de sa course, la plus éloignée du vilebrequin auquel il est lié par la bielle.

poussoir : pièce cylindrique de longueur réglable, placée entre la came de l'arbre à cames et la tige du culbuteur ou la queue de soupape latérale et animée d'un mouvement rectiligne alternatif.

soupape : pièce dont le mouvement règle l'entrée et la sortie des gaz dans la chambre de combustion; formée de la tête, qui en reposant sur le siège de soupape, assure la fermeture, et de la queue, qui sert au guidage et reçoit l'impulsion de la came pour l'ouverture.

soupape d'admission : type de soupape assurant l'entrée des gaz frais dans la chambre de combustion, moins chaude et légèrement plus grande en diamètre que celle d'échappement.

soupape d'échappement : type de soupape assurant la sortie des gaz brûlés de la chambre de combustion; par rapport à celle d'admission, elle supporte de plus fortes températures et son diamètre est plus petit.

taux de compression : rapport du volume maximal du cylindre quand le piston est au point mort bas, au volume minimal quand le piston est au point mort haut.

Vilebrequin : arbre recevant par l'intermédiaire des bielles l'effort des pistons et transformant le mouvement rectiligne alternatif des bielles en mouvement circulaire.

B.1. Remplissage

Ce paragraphe présente la détermination de la masse d'air enfermée dans le cylindre.

Par définition, le remplissage η_{vol} est le rapport entre la masse d'air qui pénètre dans le cylindre et la masse d'air qui pourrait y pénétrer en théorie, compte tenu des caractéristiques des gaz (pression P et température T) dans la conduite d'admission .

$$\eta(P_{col}, T) = \frac{\text{Masse d'air réelle}}{\text{Masse théorique}(P_{col}, T)} \quad (\text{B.1})$$

Le plus souvent, la masse d'air théorique est calculée à partir de l'équation des gaz parfaits appliquée au collecteur d'admission .

$$\text{Masse théorique}(P_{col}, T_{col}) = \frac{P_{col} V_{cyl}}{R T_{col}} \quad (\text{B.2})$$

Où T_{col} et P_{col} sont respectivement la température et la pression dans le collecteur, est la cylindrée unitaire et R est la constante des gaz parfaits. Cette dernière est calculée par la relation de Mayer $R = C_p - C_v$, où C_p et C_v sont les chaleurs massiques respectivement à pression et volume constants.

La masse d'air admise dans le cylindre m_{cyl} est classiquement modélisée à partir du taux de remplissage η_{vol} .

$$m_{cyl} = \eta_{vol} \times \text{Masse théorique} \quad (\text{B.3})$$

La masse d'air (2.5) admise devient alors, avec (2.3)

$$m_{cyl} = \eta_{col}^{(P_{man}, T_{man})} \frac{P_{col} V_{cyl}}{R T_{col}} \quad (\text{B.4})$$

4. Collecteur

Nous avons vu que la masse d'air (4) est fonction de la pression collecteur P_{col} .

Nous cherchons donc ici à modéliser cette pression . la dynamique de l'air dans le collecteur peut être décrite par le modèle de remplissage – vidage (filling-emptying) qui exprime le bilan de masse d'air dans la pipe d'admission , son volume constant . la relation des gaz parfait permet d'obtenir la pression P_{col} :

$$P_{col} = \frac{R T_{col} m_{col}}{V_{col}} \quad (\text{B.5})$$

Ou T_{col} et m_{col} sont respectivement la température et la masse de gaz dans le collecteur d'admission , la constante des gaz parfaits , V_{col} le volume fixe du collecteur .

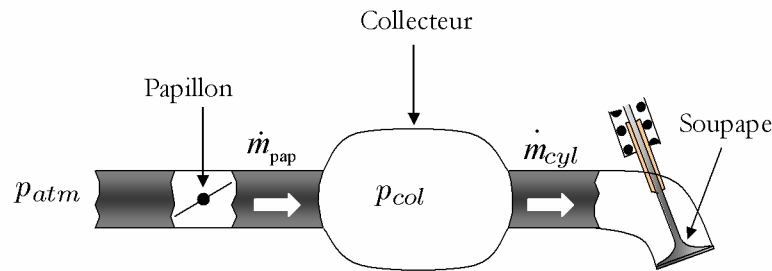


Figure .B.1. schéma du collecteur d'admission

En dérivant (B.5) et en considérant une composition et température constantes (ou à variation lente) dans la pipe d'admission , il vient :

$$\frac{dP_{col}}{dt} = \frac{RT_{col}}{V_{col}} \frac{dm_{col}}{dt} = \frac{RT_{col}}{V_{col}} (\dot{m}_{pap} - \dot{m}_{cyl}) \quad (B.6)$$

Ou m_{pap} et m_{cyl} sont respectivement les débit massiques au papillon et à la soupape d'admission . le calcul de ces deux débit et détaillé ci – dessous.

Pour le débit à la soupape m_{cyl} , il est possible d'écrire :

$$m_{cyl} = \int_0^{t_{PMH}} \dot{m}_{cyl} dt \quad (B.7)$$

Ou t_{PMH} est la période entre deux PMH admission , en seconde (figure .2.) :

$$t_{PMH} = \frac{t_{cycl}}{n_{cyl}} = \frac{2 \times t_{tour}}{n_{cyl}} = \frac{2 \times 60}{N_e n_{cyl}} \quad (B.8)$$

Ou t_{cycle} est le temps d'un cycle (720 degré.V), t_{tour} le temps d'un tour (360 degré.V), N_e le régime moteur en tr/min et n_{cyl} le nombre de cylindre . t_{PMH} est approximation négligeant l'ouverture de deux soupape d'admission de différents cylindres en même temps.

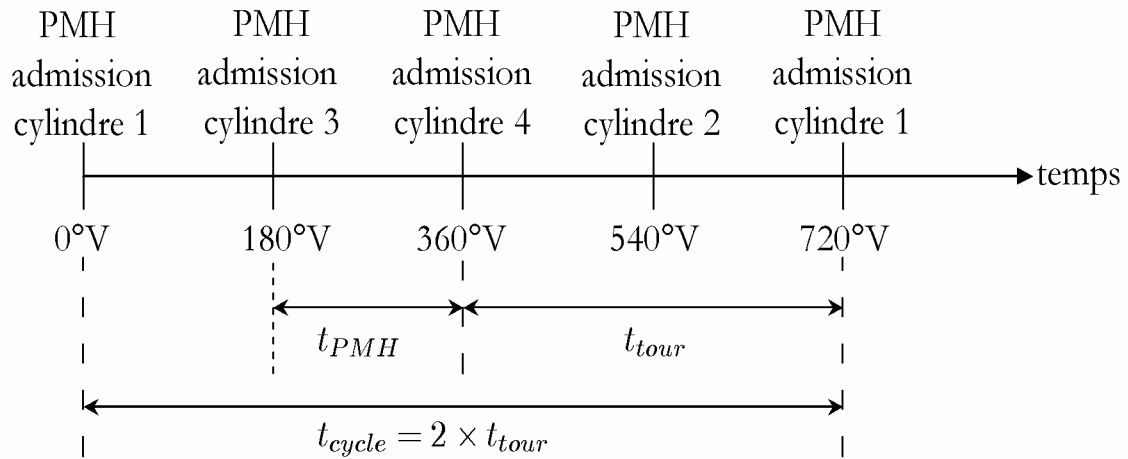


Figure.B.2. Evolution des PMH admission pour un moteur à 4 cylindres

Le débit étant considéré constant dans le cycle , il vient :

$$m_{cyl} = \dot{m}_{cyl} t_{PMH} = \dot{m}_{cyl} \frac{2 \times 60}{N_e n_{cyl}} \quad (\text{B.9})$$

En combinant (B.4) et (B.9) , le débit à la soupape d'admission s'écrit finalement :

$$\dot{m}_{cyl} = \frac{\eta_{cyl} \eta_{col}^{(P_{col}, T_{COL})} V_{cyl} P_{col} N_e}{120 r T_{col}} \quad (\text{B.10})$$

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Djamel KHIAR, « Modélisation et Commande d'un Moteur Thermique à Allumage Commandé » thèse doctorat, Spécialité Automatique, 04 mai 2007.
- [7] John B.-Heywood, Professor of Mechanical Engineering, « Internal combustion engine fundamentals » Editions: McGraw HILL, Automotive Technology series 1988
- [2] Jimmy LAUBER, « Moteur à allumage commandé avec EGR : modélisation et commande non linéaires » thèse doctorat, Spécialité Automatique, 05 décembre 2003.
- [3] Frédéric Grousson, « Définition et mise en oeuvre de lois de commande à modèle interne pour un moteur thermique à injection directe d'essence », thèse doctorat, Spécialité Automatique, 3 Octobre 2000.
- [4] Guillaume Colin « Contrôle des systèmes rapides non linéaires: Application au moteur à allumage commandé turbocompressé à distribution variable » Thèse doctorat, Spécialité Energétique, 12/10/2006.
- [5] SERGE CAMPEAU, « Conception et analyse d'un véhicule hybride à configuration parallèle » thèse doctorat, 12 novembre 1997.
- [6] Sébastien DELPRAT, spécialité Automatique « Evaluation de stratégies de commande pour véhicules hybrides parallèles » thèse doctorat, 04 janvier 2002.
- [8] Anna Stefanopoulou, « Modeling and Control of Advanced Technology Engines » Thèse doctorat, 1996
- [9] A/sayed Med & Touatit Salah, « Elaboration d'un programme de calcul des processus thermodynamique, cinématique et dynamique réels des moteur à combustion interne » PFE, ingénieur, 2003.

[10] Alain Dauron, « modélisation et commande d'un moteur à combustion interne : application à la régulation de richesse » thèse doctorat, 20 juin 1991.

[11] Olivier GRONDIN « Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostique », Thèse PhD; Spécialité : Énergétique ,13 décembre 2004

[12] G u i d e P r a t i q u e « Véhicules et carburants Quelles alternatives à l'essence et au gazole ? » Août 2001.

[13] Per Andersson, « modeling and architecture examples of model based engine control ».

[14] Noël BUREAU, « Projet TAXEL Recherche sur un taxi électrique », 28 juin 2002.

[15] Willard W. Pulkrabek "Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine"
Editions Prentice Hall, 1998

[16] Ping Zeng, Dennis N.Assanis "The developpement of computer-based teaching tool for internal combustion engine course " Proceedings of IMECE 2004 – Nov 13-19-2004 Anaheim California USA.

Paramètres du moteur

*	Type de cycle	Quatre temps
n_{cyl}	Nombre de cylindre	4 (en ligne)
*	Nombre de soupape par cylindre	2
*	Ordre d'allumage	1-3-4-2

D	Diamètre de l'alésage	0.1(m)
C	course	0.13(m)
r	Rayon de vilebrequin	0.065(m)
l_b	Longueur de la bielle	0.18 (m)
m_{gp}	Masse de groupe piston	0.7 (kg)
S	Section du cylindre	$7.85 \cdot 10^{-3} (m^3)$
μ	Rapport de vilebrequin	0.36
τ	Taux de compression	8
V_d	cylindrée	0.599 litre
J	Moment d'inertie du moteur	0.14
C_m	Couple max	88 N.m