

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



Département d'Automatique

*Projet de fin d'étude
En vue de l'obtention du diplôme
D'ingénieur d'état en Automatique*

THEME

**Modélisation et commande d'un
moteur à Compression Variable avec la
CMI et la logique floue.**

Etudié par :

HAMBAREK Houda.

Proposé et dirigé par :

Mr. R.ILLOUL.

Juin 2011

تطبيق آلية التحكم بالنموذج الداخلي و الغامض على النموذج الرياضي المتحصل للمحرك.

الملخص : الهدف من هذه الدراسة هو التحكم في تغيرات عزم المحرك الناتجة عن تطبيق تقنية "معامل الضغط المتغير" المستعملة للتقليل من نسبة التلوث و كمية الوقود المستهلكة. في بادئ الأمر، قدمنا بعض المفاهيم الأساسية لتفسير عمل المحرك، ثم تحصلنا على النموذج الرياضي الموافق حتى نتمكن من إيجاد آلية التحكم المناسبة.

اقترحنا أولاً، آلية تحكم بنموذج داخلي، ثم استعملناها لتأسيس آلية تحكم خطية بنسبة تقريبية، ولتحسين النتائج المتحصل عليها، استعملنا النموذج الغامض و الذي وافق تماماً متطلبات التحكم.

الكلمات المفتوحة : عزم المحرك، معامل الضغط المتغير، التحكم بنموذج داخلي، التحكم الخطي، التحكم الغامض .

Le résumé: le moteur à compression variable est un nouveau concept, qui permet de réduire la consommation du combustible. Son problème majeur est qu'il a une influence directe sur le couple fourni, ce qui est indésirable, surtout que le conducteur n'a aucun contrôle sur ce taux. Le but de cette thèse est de développer une stratégie de commande pour le couple fourni par le moteur, qui ramène le couple à sa trajectoire désirée, malgré l'influence de la variation du RC.

En premier temps, on a développé la CMI (commande à modèle interne), qui a une simple façon pour configurer le régulateur et déterminer ses paramètres. Il a été prouvé que ce régulateur est capable de réduire les perturbations, pour cela, on a proposé d'approximer un PI linéaire à base de cette commande. Ensuite, une deuxième commande proposée, qui est la logique floue, qui a donné de meilleures réponses avec un grand degré de performance et de robustesse. La sortie considérée ici est le couple fourni, qui est contrôlé avec le débit massique d'air entrant dans la manette des gaz principale.

Mots clés : taux de compression variable, SVC, MVEM, la commande du couple, la CMI, le PI linéaire, et le modèle floue.

Torque modeling and control of variable compression engine with the IMC and the fuzzy logic.

Abstract: The variable compression engine is a new engine concept that enables the fuel consumption to be radically cut by varying the compression ratio. The challenge is that it has strategy for this engine, which makes the torque behave in its desirable way, despite the influence of compression ratio changes.

First, the controller is developed using a design method called Internal Model Control, which is a straightforward way of both configuring a controller and determining its parameters. The controller has proved to be able to reduce the disturbance. Then we proposed to use the linear PI based on the IMC. The second control proposed is the fuzzy model, which gave better response, and high degree of performance and robustness. The output considered is the torque, which is controlled by the air flow past throttle.

Key words: Variable compression ratio, SVC, MVEM, Torque control, Internal Model Control, Linear PI, and Fuzzy controller.

Remerciements :

Je dois d'abord exprimer ma gratitude envers le bon Dieu « Allah » le tout puissant, qui m'a donné la patience, le courage et la volonté pour que je puisse terminer ce modeste travail.

*Je tiens tout particulièrement à exprimer mes sincères remerciements à **Mr ILLOUL**, Docteur à l'Ecole Nationale Polytechnique, pour avoir accepté de diriger cette thèse, m'aidé, et m'encouragé tout le long de ce travail, je retiens tout particulièrement la pertinence de ses conseils.*

Je remercie l'ensemble des mes enseignants de l'Ecole Nationale polytechnique qui ont contribué à ma formation tout le long de mon cursus universitaire, en particulier les enseignants d'Automatique.

Je me tourne maintenant vers toutes les personnes qui ont contribué à faire de ces 5 années une expérience très enrichissante, et ceux qui m'ont accompagné pendant ce travail. Nombreux sont ces personnes que je souhaite remercier, mais qu'ils sachent que les années passées ici ont été un véritable plaisir grâce à eux.

Une pensée spéciale va pour toutes mes amies qui m'ont permis de m'aérer l'esprit par les soirées passées ensemble, avec qui j'ai appris comment s'accrocher à mes rêves malgré toutes les souffrances.

Que chaque personne trouve ici le témoignage de mon amitié et de ma reconnaissance.

Je ne pourrais clore ces remerciements sans une pensée personnelle à toute ma famille, pour son soutien sans faille ainsi que les nombreux conseils qu'elle m'a prodigué, et qui m'ont indéniablement permis de mener à bien ce travail.

Dédicace

A celle qui m'a encouragé tous le long de mon cursus, et à qui je dois toute la reconnaissance pour ses sacrifices.....Ma chère mère

A celui qui m'a offert une éducation digne de confiance,

Mon cher père

A ceux qui ont été toujours là pour moi, avec leurs aide, et leurs soutient,

A Mon frère unique

A Mes adorables sœurs

A celui qui m'a orienté vers ce parcours universitaireA Tonton

A tous ce qui m'ont aidé de près ou de loin..... Tous mes amis et amies

A chaque membre de ma grande famille

Sommaire

Nomenclature

Abréviations

Paramètres du modèle

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction Générale.....1

Chapitre I : Etude et fonctionnement des moteurs.

I-Introduction.....5

II-Moteur à combustion interne.....5

II-1-Généralités.....5

II-2-Constitution des moteurs.....6

II-2-1-Alimentation.....6

II-2-2-Allumage.....7

II-2-3-Refroidissement.....7

II-2-4-Démarrage.....8

II-3-Moteurs à allumage commandé.....8

III-Fonctionnement à combustion interne à quatre temps.....9

IV-Etude thermodynamique des performances d'un moteur à combustion interne.....11

V-Conclusion.....11

Chapitre II : Le concept de la compression variable.

I-Introduction.....14

II-Moteur à compression variable.....14

III-Moyens de variation du taux de compression.....15

III-1-Cycles de Miller-Atkinson.....15

III-1-1-Cycle de Beau de Rochas.....15

III-1-2-Cycle d'Atkinson.....	16
III-1-3-Cycle de Miller.....	18
III-2-Modification pratique du rapport volumétrique de compression.....	22
III-2-1-Modification du volume de la culasse.....	23
III-2-2-Modification de la hauteur du piston.....	23
III-2-3-Modification du volume mort.....	24
III-2-4-Modification des entraxes de bielle-manivelle.....	25
III-2-5-Modification de la cinématique bielle-manivelle.....	25
III-2-6-Autres solutions.....	27
IV-Moteur SVC.....	27
V-Conclusion.....	28

Chapitre III : La modélisation mathématique d'un moteur SVC.

I-Introduction.....	31
II-Modélisation du moteur à taux de compression variable.....	31
II-1-Description du fonctionnement du moteur.....	32
II-2-Modèles du moteur.....	32
II-2-1-Modèle de la manette des gaz principale.....	33
II-2-2-Modèle du collecteur d'admission d'air.....	33
II-2-3-Injection de l'essence.....	37
II-2-4-Modèle statique du couple moteur.....	37
II-2-5-Rapport de compression.....	41
II-3-Modèle global final.....	41
III-Simulation et résultats.....	43
III-1-Tableau de comparaison des résultats.....	45
III-2-Graphes.....	46
III-3-Interprétation des résultats obtenus.....	51
IV-Constitution de la fonction de transfert.....	52

IV-1-Etude préliminaire.....	52
IV-2-Fonction de transfert.....	54
V-Conclusion.....	55

Chapitre IV : La commande à modèle interne et l'approximation du PI.

I-Introduction.....	59
II-Objectifs de notre commande.....	59
III-Commande à modèle interne.....	60
III-1-Historique.....	60
III-2-Principe de la commande.....	60
III-3-Structure de base.....	61
III-4-Avantages de la CMI.....	62
III-4-1-Combinaison entre la B.O et la B.F.....	62
III-4-2-Saturation de la commande.....	63
III-5-Propriétés fondamentales de la CMI.....	64
III-6-Analogie entre la CMI et la B.F.....	65
III-7-Régulateur CMI.....	66
III-7-1-Conditions sur le régulateur.....	66
III-7-2-Synthèse du régulateur basée sur l'inversion du modèle.....	67
III-7-3-Factorisation de $G_m(s)$	68
III-7-4-Modèle de référence.....	69
III-7-5-Critères de performances pour les systèmes en B.F.....	70
IV-Application de la CMI sur le moteur SVC.....	70
IV-1-Synthèse du régulateur de base.....	70
IV-2-Correcteur équivalent en B.F.....	74
V-Approximation du PID à base du CMI.....	78
V-1-Méthodes du calcul du régulateur PID.....	78
V-1-1-Avec l'approximation de Maclaurin.....	78

V-1-2-Avec l'approximation des séries.....	79
V-2-Application de ces approximations sur notre système.....	80
VI- Interprétation des résultats.....	83
VII-Comparaison entre la CMI et le PI à base du CMI.....	84
VIII-Conclusion.....	84

Chapitre V : La logique floue.

I-Introduction.....	87
II-Modèles flous de type Takagi-Sugéno.....	87
II-1-Obtention d'un modèle floue TS à partir d'un modèle non linéaire.....	89
II-2-Etude de la stabilité des modèles flous de type TS.....	90
III-Application à la commande du circuit d'air d'un moteur thermique.....	91
III-1-Application à la commande en pression collecteur d'un moteur conventionnel..	91
III-2-Application à la commande en couple d'un moteur à un RCV.....	94
IV-Calcul du modèle floue inverse.....	96
IV-1-Synthèse de la loi de commande par inversion du système.....	96
IV-2-Synthèse de la loi de commande par inversion du système flou.....	97
IV-3-Inversion d'un système flou.....	98
IV-3-1-Principe de l'inversion floue.....	99
IV-3-2-Application de cette inversion pour le système floue en couple.....	100
V-Conclusion.....	101
Conclusion Générale.....	102
Bibliographie	

Nomenclature

A/F : Rapport air-fuel (-).

C : le couple final fourni par le moteur (N/m).

C_a : les pertes du couple par angle d'allumage (N/m).

C_c : le couple de combustion (N/m).

C_f : les pertes du couple par frottement (N/m).

C_{net} : le couple produit (N/m).

C_p : les pertes du couple par pompage (N/m).

$\dot{m}_{a t}$: Le débit massique d'air de la manette principale (Kg/s).

$\dot{m}_{c y i}$: Le débit massique d'air entrant les cylindres (Kg/s).

\dot{m}_c : Le débit massique du combustible (Kg/s).

\dot{m}_f : Le débit massique du fuel (Kg/s).

$m_{c o i}$: La masse d'air du collecteur d'air (Kg).

N_e : La vitesse du moteur (tr/mn).

n_r : Le nombre de cycles (-).

P_e : La pression de l'échappement des gaz (Pa).

$P_{c o i}$: La pression du collecteur d'admission d'air (Pa).

$p_{M E}$: La pression moyenne efficace du pompage (Pa).

$Q_{h v}$: La valeur chauffante du combustible (J/Kg).

R : la constante des gaz parfaits (J/Kg.K).

r_c : Le rapport de compression (-).

$T_{c o i}$: La température du collecteur (K).

V_c : Le volume de clearance (m^3).

$V_{c o i}$: Le volume du collecteur (m^3).

V_d : Le volume déplacé par cycle (m^3).

δ : L'angle d'allumage ($^\circ$).

$\eta_{v o i}$: L'efficacité volumétrique du moteur (-).

$\rho_{a i r}$: La densité de l'air (Kg/m^3).

λ : La richesse (-).

$\eta_{c,i}$: L'efficacité de la conversion du combustible (-).

γ : Rapport de (-).

τ_m : La constante du temps de la manette (s).

$\tau_{r c}$: La constante du temps du rapport de compression (s).

Abréviations

CMI : commande à modèle interne.

MVEM : Mean Value Engine Model (la valeur du modèle moyen du moteur).

MEP: la pression moyenne efficace.

SVC : SAAB Variable Compression(le moteur SAAB à compression variable).

VCR-i : Variable Compression Ratio-intelligence.

TS : Takagi-Sugéno.

Paramètres du modèle

Symbols	Valeurs	Unites
A	$1,454.10^{-6}$	-
B	$-3,599.10^{-3}$	-
C	$1,6262.10$	-
γ	1,3	-
k	0,74	-
$\dot{m}_{m i}$	0.003	$k \text{ g/s}$
$\dot{m}_{m a}$	0.07	$k \text{ g/s}$
n_r	2	-
P_e	10^5	Pa
Q_{hv}	$44,3.10^6$	J/Kg
R	287	Kg/k
s_0	0,91342	-
s_1	-11649	-
$\tau_{r c}$	0.4	s
τ_m	0,075	s
V_d	0,0016	m^3
$V_{c o}$	0,002	m^3

Liste des figures

Figure 0.1. Répartition des émissions de CO ₂ dans le monde par secteur.....	1
Figure 1.1. Différents constituants d'un moteur à combustion interne à allumage commandé.....	6
Figure 1.2. Quatre temps de la combustion dans un moteur.....	9
Figure 2.1. Cycle théorique de Beau de Rochas.....	16
Figure 2.2. Cycles théoriques Beau de Rochas et d'Atkinson.....	17
Figure 2.3. Cycle théorique d'Atkinson : détente complète.....	17
Figure 2.4. Cycle théorique de Miller.....	18
Figure 2.5. Gain de rendement thermodynamique théorique pour le cycle de Miller.....	19
Figure 2.6. Perte de pression moyenne théorique pour le cycle de Miller.....	20
Figure 2.7. Cycle de Beau de Rochas avec prise en compte des pertes par pompage.....	21
Figure 2.8. Evolution du cycle de Miller en fonction du RFA.....	21
Figure 2.9. Modification du volume de la culasse.....	23
Figure 2.10. Modification de la hauteur du piston.....	24
Figure 2.11. Moteur articulé.....	24
Figure 2.12. Modification des entraxes bielle-manivelle.....	25
Figure 2.13. Modification de la cinématique bielle-manivelle.....	25
Figure 2.14. Moteur Mayflower.....	26
Figure 2.15. Moteur Mayflower : cinématique de la tête de bielle.....	26
Figure 2.16. Concept du moteur articulé SAAB.....	27
Figure 3.1. Sous-systèmes d'un moteur à CV.....	32

Figure 3.2. Le produit $\eta_{v o} \cdot P_{c o l}$ représenté en fonction de $P_{c o}$ pour différents rapport de compression.....	36
Figure 3.3. Signaux d'entrée et de sortie pour les sous systèmes du moteur et leur connexion.....	41
Figure 3.4. Réponse statique du couple moteur pour un débit d'air de 0.0237 [Kg/s] et un rapport de compression 8.....	44
Figure 3.5. Réponse statique de la pression du collecteur pour un débit d'air de 0.0237 [Kg/s] et un rapport de compression 8.....	44
Figure 3.6. Réponse de la pression du collecteur et du couple produit pour une variation du débit d'air entre 0.007 et 0.0237, et un rapport de compression fixe (8).....	47
Figure 3.7. Variation de la pression du collecteur et du couple pour une variation du débit d'air entre 0.007 et 0.0237 [Kg/s] et un rapport de compression fixe.....	47
Figure 3.8. Variation de la pression du collecteur et du couple pour une variation du rapport de compression entre 8 et 14.....	48
Figure 3.9. Variation de la pression du collecteur et du couple pour une variation du rapport de compression entre 14 et 8.....	48
Figure 3.10. Variation de la pression du collecteur et du couple pour un échelon de perturbation sur la pression positif/négatif.....	49
Figure 3.11. Variation de la pression du collecteur et du couple pour un échelon de perturbation sur la pression positif/négatif, et un échelon de rapport de compression positif.....	49
Figure 3.12. Variation de la pression du collecteur et du couple pour un échelon de perturbation sur la pression positif/négatif, et un échelon de rapport de compression négatif.....	50
Figure 3.13. Variation de la pression du collecteur et du couple pour un échelon de perturbation sur la pression positif, et un échelon sur le débit d'air en entrée négatif/positif.....	50
Figure 3.14. Réponse de G1 en B.O à un échelon.....	55
Figure 4.1. Structure de base de la CMI.....	61
Figure 4.2. Structure de la commande en B.O.....	62
Figure 4.3. Structure Feedback classique.....	63
Figure 4.4. Structure Feedback équivalente.....	66

Figure 4.5. La structure de la CMI équivalente.....	66
Figure 4.6. La variation du débit d'air.....	71
Figure 4.7. Couple produit et Pression du collecteur pour une variation du rapport de compression (8-14) et (14-8).....	72
Figure 4.8. Couple produit et Pression du collecteur pour une variation du rapport de compression (8-14) et un échelon de pression positif/négatif.....	73
Figure 4.9. Couple produit et Pression du collecteur pour une variation du rapport de compression (14-8) et un échelon de pression positif/négatif.....	73
Figure 4.10. Couple produit et Pression du collecteur pour un échelon de perturbation sur la pression positif/négatif.....	74
Figure 4.11. Contrôleur d'un degré de liberté avec un pré-filtrage.....	74
Figure 4.12. Diagramme du correcteur F_y	76
Figure 4.13. Couple produit et Pression du collecteur pour une variation du rapport de compression positive et négative.....	77
Figure 4.14. Couple produit et Pression du collecteur pour une perturbation sur la pression positive et négative.....	77
Figure 4.15. Couple produit et Pression du collecteur pour une variation du rapport de compression positive et négative obtenue avec la 1ère méthode.....	82
Figure 4.16. Couple produit et Pression du collecteur pour une perturbation sur la pression positive et négative obtenue avec la 1ère méthode.....	82
Figure 4.17. Couple produit et la pression du collecteur pour une variation du rapport de compression positive et négative obtenue par la 2ème méthode.....	83
Figure 4.18. Comparaison entre la CMI et le PI à base du CMI pour une variation du rapport de compression positive et négative.....	84
Figure 5.1. Représentation de la pression du collecteur.....	93
Figure 5.2. Pression obtenue pour des échelons de perturbation positifs et négatifs sur la pression et le débit d'air et pour un régime de 2500tr/mn.....	93
Figure 5.3. Pression obtenue pour des échelons de perturbation positifs et négatifs sur la pression et le débit d'air et pour un régime de 2000tr/mn.....	94
Figure 5.4. Couple fourni pour une variation du rapport de compression de 8 à 14 et de 14 à 8 pour un régime de 2000tr/mn.....	96

Figure 5.5. Couple fourni pour un échelon de perturbation positif sur la pression et négatif sur le débit d'air et pour un régime de 2000tr/mn.....	96
Figure 5.6. Inversion du modèle flou.....	98
Figure 5.7. Débit massique d'air reconstruit à partir du couple du moteur désirée.....	100

Liste des tableaux

Tableau 2.1. Caractéristiques principales du moteur SVC.....	28
Tableau 3.1. Valeurs de s_i pour différents rapport de compression.....	36
Tableau 3.2. Validation de l'état stable pour une vitesse de 2000tr/mn.....	45
Tableau 4.1. Valeurs des paramètres du calcul de PI.....	80

Introduction Générale :

Ce travail entre dans le cadre de la commande des moteurs thermiques à allumage commandé. Par définition, le moteur thermique est une machine de conversion d'énergie chimique en une énergie mécanique sous forme de rotation du vilebrequin.

Vu son autonomie de fonctionnement, le moteur thermique ; dont la part du marché restera significative pendant plusieurs dizaines d'années encore et qui, par ailleurs est utilisé dans des véhicules hybrides y compris les hybrides rechargeables ; reste, le plus utilisé dans les systèmes de motorisation automobile. Cependant, même dans des conditions optimales de fonctionnement, un moteur automobile d'aujourd'hui ne peut atteindre qu'un rendement de 36 % pour un moteur à essence et de 42 % pour un moteur Diesel. En moyenne, une plus grande partie de l'énergie fournie par le carburant est perdue, sous forme de chaleur dissipée dans l'atmosphère. Et le diagramme ci-dessous montre aussi que le système de transport reste parmi les plus grandes sources de pollution atmosphérique, il apparaît le deuxième [8].

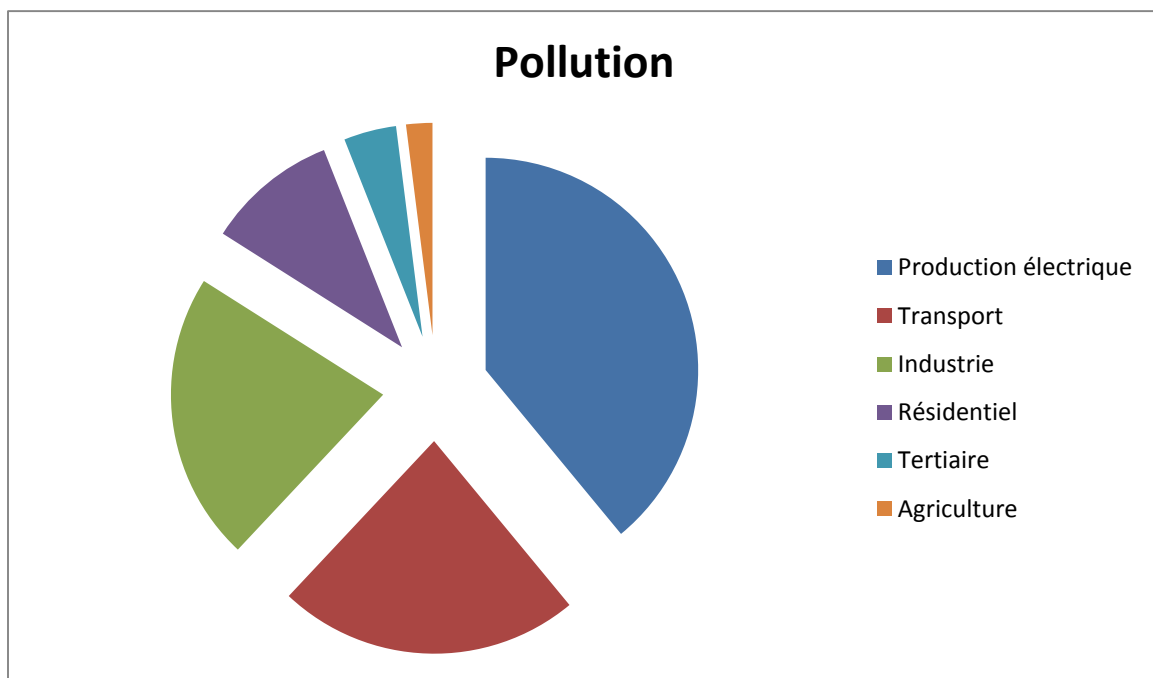


Figure 0.1. Répartition des émissions de CO_2 dans le monde par secteur [8].

D'un autre côté, l'épuisement des ressources mondiales en pétrole est accompagné par une augmentation des prix des carburants, ce qui devient de plus en plus insupportable pour les consommateurs.

Ayant pris conscience de la gravité du phénomène de réchauffement climatique et des nouveaux besoins du marché, les constructeurs automobile ont pris des engagements importants de réduction des émissions de CO_2 , et la minimisation de la consommation énergétique pour passer à 140 g/km parcouru en 2008, ce niveau pourrait être encore abaissé à 120 g/km parcouru en 2012 [7,8].

Beaucoup de solutions permettant l'amélioration des performances du moteur ont été supposées : la suralimentation des moteurs (Downsizing), qui s'appuie sur l'utilisation d'un turbocompresseur, les Diesels haute pression, moteurs essence à injection directe ou hybrides essence/électrique, tout est bon pour moins polluer. Mais la société suédoise Saab s'est engagée dans une tout autre voie : le SVC, un prototype de moteur à essence original, pour lequel elle a eu un prix dans les deux ans 2000 et 2001. D'abord **Saab** est le nom d'un constructeur automobile suédois. Son histoire est très liée à la sécurité et à l'innovation dans l'automobile. Une autre fierté de Saab était la diffusion de la technologie du moteur turbo, à partir de 1976.

Dans un moteur normal à combustion interne, le diamètre du cylindre, la longueur du piston et le volume de la chambre de combustion sont toujours constants, donc le rapport de compression pour un moteur donné est aussi presque toujours constant. Une exception était dans le moteur désigné pour Saab 9-5 : le MCE5, 1er moteur au monde doté de la technologie VCR-i, et qui est sur la voie de l'industrialisation. Le MCE5 de plus de sa faible cylindrée unitaire, qui permet de réduire les pertes par pompage et par frottements, un petit cubage compensé par la suralimentation, sa principale innovation est son système de variation en continu du taux de compression, il est très prometteur autant par ses performances que par son prix réduit par rapport l'hybride, un tel moteur, ce serait de la bombe...et beaucoup moins coûteux que l'hybride pour un rendement supérieur. Ce projet SVC est pris par General Motors pour le mettre en voie d'industrialisation [32].

Le concept SVC, réduit la consommation du combustible d'un moteur conventionnel naturellement aspiré jusqu'à 30 % en fournissant une performance impressionnante en même temps. Le Cinq-cylindre que le moteur SVC a développé par Saab a un déplacement de 1.6 litres, et il est comme un moteur de 1.6-litres conventionnel sous conditions normales, mais peut délivrer un pouvoir comparable à un moteur 3.0-litre. Les émissions du bioxyde du carbone (CO_2) sont réduites proportionnellement à la consommation du combustible. Le taux de compression fixe d'un moteur conventionnel est un compromis entre les conditions-stop et

les circulations de la ville, et la conduite d'autoroute ultra-rapide à une vitesse constante, donc le trait unique du moteur SVC et la clef à son haute efficacité est qu'il a un rapport variable, qui est ajusté continuellement pour fournir la valeur optimum pour les conditions variables.

Objectif de la thèse :

Parmi les défis de ce nouveau concept est que ce taux a une influence directe sur le couple du moteur, ceci est un problème car il peut changer les caractéristiques du moteur sous opération, et qui va influencer sur la conduite du moteur. Un grand changement peut être senti même par le conducteur comme des secousses dans le mouvement. Donc pour pouvoir se profiter complètement des avantages de ce nouveau concept, il est nécessaire d'avoir un control sur ce couple pour pouvoir le garder constant même dans la présence de toutes ces perturbations.

Cette thèse se concentra sur ce problème afin de trouver une solution sur l'effet du changement de ce taux de compression. Le moteur SVC permet de varier ce taux entre 8 et 14, ce changement augmentera le couple de rotation de 20% [1]. Le but de cette thèse est de diminuer ce pourcentage d'augmentation avec le taux de compression variable.

Organisation de la thèse :

La thèse est organisée en trois parties. La première partie contient deux chapitres, est consacrée à la présentation de ce moteur en donnant une idée globale sur le fonctionnement des moteurs thermiques, et la technique de VCR. La deuxième partie, quant à elle, traite la modélisation de ce concept, qui est une étape essentielle, afin de pouvoir synthétiser les lois de commande. Nous validons nos calculs avec les résultats de simulation. La dernière partie, contient deux chapitres, le premier est consacré à la commande à modèle interne, et l'approximation du PI linéaire à base de la CMI, et le deuxième à la construction d'un modèle floue de TS, avec la présentation des résultats de l'application de ces commandes sur notre système. Finalement on terminera avec une conclusion générale qui traite les perspectives qui peuvent être un point de départ d'autres travaux.

Chapitre I

Etude et fonctionnement des moteurs

I-Introduction

Pour réduire la consommation énergétique, plusieurs sociétés automobiles ont mis en œuvre de nouvelles techniques, qui en parallèle réduisent aussi l'émission atmosphérique. Dans ce chapitre, on va définir les notions préliminaires essentielles pour la compréhension du contexte de ces nouvelles techniques développées ; on va tout d'abord expliquer le travail d'un moteur thermique à combustion interne sur lequel ces concepts seront appliqués, on décrit ses constituants, son principe de fonctionnement ainsi que son environnement de développement, en se concentrant sur le fonctionnement d'un moteur à essence, à quatre temps, afin de faciliter la compréhension de la construction du modèle, et aussi du contrôleur.

Dans le cadre de ce travail, seul le moteur à allumage commandé dans sa version atmosphérique est considéré.

II-Moteur à combustion interne

II-1-Généralités

Un moteur à combustion interne est un dispositif qui fournit de l'énergie mécanique par transformation de l'énergie calorifique, libérée en brûlant le combustible. Il existe quatre types principaux de moteurs à combustion interne : le moteur à allumage commandé, ou moteur à explosion, le moteur Diesel, le moteur à piston rotatif et la turbine à gaz.

Le moteur à allumage commandé, inventé par le technicien allemand Nikolaus August Otto, est le moteur classique à essence, utilisé pour la propulsion des automobiles et des avions. Le moteur Diesel, conçu par Rudolf Christian Karl Diesel, fonctionne suivant un principe différent et utilise du gazole ou de l'huile lourde comme carburant. Ce moteur est utilisé dans les générateurs électriques, la propulsion des navires, des camions et des bus, ainsi que dans certaines automobiles. Le moteur à allumage commandé et le moteur Diesel existent en deux temps ou quatre temps [21].

II-2-Constitution des moteurs :

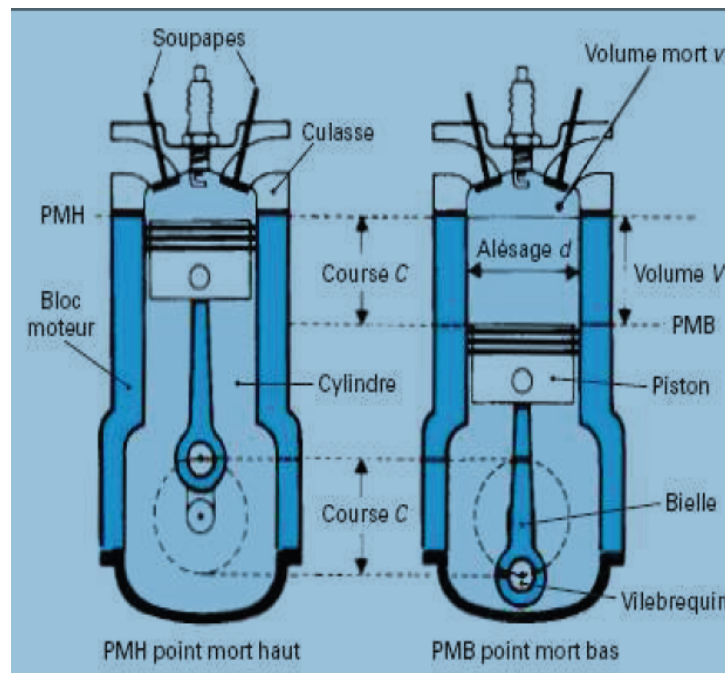


Figure 1.1. Différents constituants d'un moteur à combustion interne à allumage commandé [8].

Dans l'ensemble, les constituants des moteurs à allumage commandé sont semblables à ceux des moteurs Diesel. La chambre de combustion est constituée d'un cylindre, en général immobile, fermé à l'une de ses extrémités et dans lequel un piston coulisse. Le mouvement de va-et-vient du piston modifie le volume de la chambre située entre la face interne du piston et l'extrémité fermée du cylindre. La face externe du piston est couplée à un vilebrequin par une bielle. Le vilebrequin transforme le mouvement alternatif du piston en un mouvement rotatif. Dans les moteurs multicylindres, le vilebrequin possède une partie coudée, le maneton, associé à chaque bielle. Ainsi, la force de chaque cylindre s'applique sur le vilebrequin au moment approprié de sa rotation. Les vilebrequins sont munis de lourds volants et de contrepoids qui minimisent l'irrégularité du mouvement de l'arbre. Un moteur peut contenir jusqu'à 28 cylindres [21].

II-2-1-Alimentation

Dans un moteur à combustion interne, le système d'alimentation en carburant est constitué d'un réservoir, d'une pompe et d'un appareil à vaporiser ou à atomiser le carburant liquide. Dans les moteurs à allumage commandé, cet appareil est un carburateur. Dans la

plupart des moteurs multicylindres, le carburant vaporisé est amené jusqu'aux cylindres par un tuyau ramifié, le collecteur d'admission. Dans de nombreux moteurs, un tuyau similaire évacue les gaz produits par la combustion, vers l'extérieur. Le carburant est admis dans chaque cylindre et les gaz d'échappement sont évacués par des soupapes à clapet ou des lumières actionnées mécaniquement. Les soupapes sont maintenues fermées par des ressorts. Elles sont ouvertes au moment approprié du cycle moteur par les cames d'un arbre entraîné en rotation par le vilebrequin.

À partir des années 1980, des systèmes à injection plus perfectionnés, également utilisés dans les moteurs Diesel, ont largement supplanté les dispositifs traditionnels d'alimentation en mélange d'air et de carburant; ces systèmes contrôlés électroniquement réduisent la consommation en carburant et la pollution.

II-2-2-Allumage

Tous les moteurs sont munis d'un dispositif pour enflammer le carburant dans les cylindres. Par exemple, le système d'allumage des moteurs à allumage commandé, possède une source électrique à basse tension et de courant continu, connecté au circuit primaire d'un transformateur appelé bobine d'allumage. Le courant est interrompu plusieurs fois par seconde par un interrupteur automatique, la minuterie. Les impulsions de courant dans le circuit primaire induisent un courant pulsé à haute tension dans le circuit secondaire. Ce courant à haute tension est transporté vers chaque cylindre par un commutateur rotatif, le distributeur. Le dispositif d'allumage est la bougie, fixée sur la partie supérieure, ou culasse, de chaque cylindre. La bougie est essentiellement constituée de deux électrodes entre lesquelles le passage du courant à haute tension produit un arc électrique, fournissant ainsi l'étincelle qui enflamme le mélange combustible dans le cylindre.

II-2-3-Refroidissement

En raison de la chaleur dégagée par la combustion, tous les moteurs sont équipés d'un système de refroidissement. Certains moteurs d'avions, d'automobiles et de bateaux sont refroidis par l'air. Dans ce système, la surface extérieure du cylindre est divisée en une série d'ailettes de refroidissement ayant une importante surface métallique, ce qui permet de diffuser la chaleur du cylindre. D'autres moteurs sont refroidis par l'eau, et leurs cylindres sont enfermés dans une chemise externe remplie d'eau. Dans les automobiles, une pompe fait circuler l'eau dans la chemise. Le refroidissement est assuré par le passage de l'eau dans les

tubulures d'un radiateur. Les moteurs marins sont équipés d'un système de refroidissement à l'eau de mer.

II-2-4-Démarrage

Contrairement aux machines à vapeur et aux turbines à gaz, les moteurs à combustion interne ne développent pas de couple de torsion au démarrage. Ainsi, le cycle moteur est initialisé par un système qui fait tourner le vilebrequin. Les moteurs d'automobiles s'enclenchent au moyen d'un moteur électrique, ou démarreur, qui est couplé au vilebrequin par un embrayage qui se débraye automatiquement au lancement du moteur. Les petits moteurs sont parfois lancés manuellement en tournant une manivelle couplée au vilebrequin ou en tirant une cordelette enroulée autour du volant. Les méthodes de lancement des gros moteurs vont du démarreur à inertie, qui se compose d'un volant mis en mouvement à la main ou au moyen d'un moteur électrique jusqu'à ce que son énergie cinétique soit suffisante pour faire tourner le vilebrequin, au démarreur à explosion, qui utilise l'explosion d'une cartouche à blanc pour lancer une turbine couplée au moteur. L'inertie et les démarreurs à explosion sont principalement utilisés pour le lancement des moteurs d'avions.

II-3-Moteurs à allumage commandé

Ils utilisent le cycle thermodynamique Beau de Rochas. L'inflammation du mélange d'air et de combustible est effectuée par une étincelle produite par une bougie d'allumage. La plupart des moteurs à allumage commandé, ou moteurs à explosion, sont à deux temps ou à quatre temps. Cependant, en raison de leur rendement nettement supérieur, les moteurs à quatre temps constituent la grande majorité de ces dispositifs : un cycle est formé de deux allers-retours du piston [21].

Dans la plupart des moteurs modernes à allumage commandé, le taux de compression varie entre 8 et 10. On peut atteindre des taux de compression supérieurs, jusqu'à environ 14, lorsqu'on utilise des carburants antidétonants à haut indice d'octane. Les rendements des moteurs à allumage commandé modernes et performants varient entre 20 et 25% ; seul ce pourcentage de l'énergie calorifique se transforme en énergie mécanique. Précisons que les "moteurs à essence" sont des moteurs qui utilisent des combustibles liquides [21,15].

Il est possible de fabriquer des moteurs à allumage commandé ou des moteurs Diesel à deux temps, ayant un cycle de combustion un temps sur deux, au lieu d'un temps sur quatre

pour les moteurs à quatre temps. Pour cela, il est nécessaire de réduire les périodes pendant lesquelles le combustible est introduit dans la chambre de combustion et les gaz d'échappement sont évacués, les soupapes à clapet sont remplacées par des soupapes à manchon, ou lumières (orifices ouverts dans la paroi du cylindre qui sont découverts à la fin du mouvement de refoulement du piston). Dans le cycle à deux temps, le mélange d'air et de combustible est introduit par la lumière d'alimentation, quand le piston est refoulé complètement dans le cylindre. Le mélange s'enflamme au moment où le piston atteint la fin de la compression. Le piston est alors refoulé : c'est la combustion, découvrant la lumière d'échappement et permettant aux gaz d'être évacués vers la chambre de combustion.

Le rendement de tels moteurs est plus faible que celui des moteurs à quatre temps; la puissance d'un moteur à deux temps est toujours inférieure à la moitié de celle d'un moteur à quatre temps de taille comparable. [15,21].

III-Fonctionnement d'un moteur à combustion interne à quatre temps

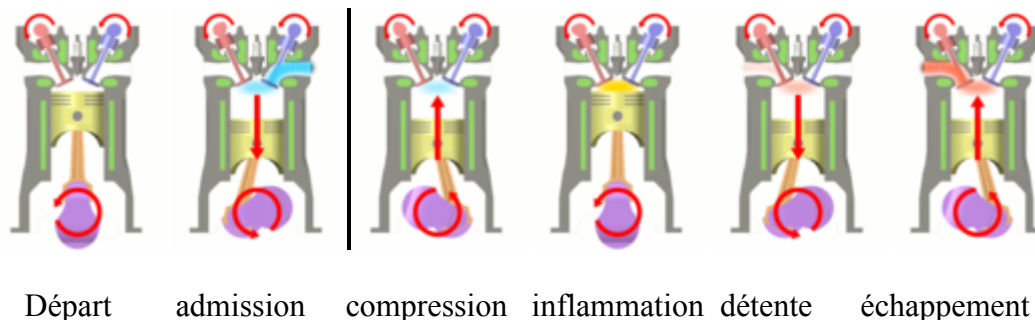


Figure 1.2. Quatre temps de la combustion dans un moteur.

L'étude d'un moteur à combustion interne commence par la construction de son diagramme de travail qui représente graphiquement le cycle des changements d'état depuis l'introduction d'air et de combustible dans le moteur jusqu'à l'évacuation des gaz brûlés. La durée du cycle et sa fréquence dépendent, dans les moteurs à piston de la vitesse de rotation, c'est-à-dire du nombre de tours par minute. Dans les moteurs à quatre temps, le cycle a une durée de deux tours du moteur et, si le moteur tourne à la vitesse de n tr/mn, sa durée du cycle en secondes est $30/n$ [1].

Dans ces moteurs, la transformation en travail mécanique de la chaleur latente du combustible se produit à l'intérieur des cylindres par cycle. Le premier temps du cycle est l'aspiration : la soupape d'admission est ouverte (la soupape d'échappement reste fermée) et le

piston descend. Il aspire ainsi le mélange d'air et de carburant se trouvant dans la chambre de combustion. Le deuxième temps est la compression : les deux soupapes sont alors fermées; le piston remonte et comprime le mélange gazeux qu'il vient d'aspirer. Le troisième temps est la combustion : lorsque le piston est en fin de course et que le volume de la chambre de combustion est à son minimum, le mélange est enflammé par la bougie, explose, se dilate et exerce une pression sur le piston, qui est refoulé. Ensuite, la soupape d'échappement s'ouvre et le piston se déplace vers la tête du cylindre en chassant les gaz de la chambre de combustion. Le cylindre est alors prêt pour un nouveau cycle. Le rendement d'un moteur à allumage commandé est limité par les pertes par refroidissement et par frottement. Le rendement de tels moteurs dépend essentiellement de son taux de compression, rapport entre le volume maximal et minimal du gaz dans la chambre de combustion.

Ainsi les cycles se succèdent, dans les moteurs à quatre temps, toutes les quatre courses du temps du piston, c'est-à-dire tous les deux tours du vilebrequin. L'allumage du combustible et sa combustion ont lieu le premier presque à la fin de la période de compression et la seconde au début de la détente. Enfin l'introduction du combustible et la carburation de l'air se font dans les moteurs à essence pendant la période d'introduction de l'air [21].

La différence entre les moteurs à essence et les moteurs à huile lourde consiste dans le mode et la durée de l'introduction du combustible et de son brassage avec l'air, ainsi que dans le processus de leur exécution. En outre, quoique les périodes de l'allumage du combustible et de sa combustion soient identiques dans les deux catégories de moteurs, le mode de leur exécution est bien différent [21].

Ainsi, dans les moteurs à essence, la soupape d'échappement s'ouvre un peu avant le point mort bas, et les gaz brûlés s'écoulent d'abord librement dans l'atmosphère et sont ensuite refoulés par le piston pendant sa course ascendante. Un peu avant le point mort haut, la soupape d'échappement commence à se fermer, tandis que la soupape d'aspiration s'ouvre. Dans la course descendante, l'air extérieur aspiré par le piston entraîne en même temps l'essence du carburateur qui s'évapore et se mélange à l'air par diffusion.

A la fin de cette course la soupape d'aspiration commence à se fermer. Pendant la course suivante (ascendante) le mélange d'air et des vapeurs d'essence se trouve *comprimé* au fur et à mesure de la *compression*, il s'échauffe jusqu'à une certaine température qui, finalement, ne doit pas dépasser celle de l'autoallumage du mélange. A ce moment (fin de

compression), une étincelle de la bougie allume le mélange et il se produit une combustion très rapide qui augmente la *pression* des gaz brûlés au début de la course suivante. Pendant cette course descendante, les gaz brûlés se détendent jusqu'à l'ouverture suivante de la soupape d'échappement [21].

IV- Etude thermodynamique des performances d'un moteur à combustion interne

Ayant rappelé les principales étapes qui régissent la combustion, la phase de la conversion de l'énergie chimique en chaleur, il nous faut maintenant pour achever l'analyse du fonctionnement du moteur, examiner comment est mise à profit cette quantité de chaleur, c'est-à-dire procéder à l'étude thermodynamique des performances. Du point de vue pratique, les deux grandeurs essentielles à prendre en considération sont :

- La pression moyenne qui caractérise la capacité.
- le rendement qui caractérise l'efficacité du procédé.

Le rendement thermodynamique d'un moteur à combustion interne est une fonction croissante du rapport volumétrique de compression, que ce soit pour les moteurs à allumage par compression, « moteur Diesel » ou les moteurs à allumage commandé « moteur à essence » [15].

Ce rendement thermodynamique est défini par rapport au cycle thermodynamique théorique du moteur. Dans les zones de faibles charges, le fonctionnement du moteur s'éloigne de ce cycle théorique. La pression de fin de compression n'est plus directement liée au rapport volumétrique de compression et dépend fortement de la charge et du régime de rotation du moteur. La pleine charge est rare, l'utilisation du moteur s'effectue principalement en charges partielles, le rendement maximum du moteur à allumage commandé qui est d'environ 30% ne dépasse pas 10 à 15% aux faibles charges partielles, c'est ce dernier cas qui est principalement rencontré 80 à 90% du temps, en utilisation urbaine du véhicule [2].

V-Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté tous l'essentiel sur les notions de base d'un moteur thermique, ensuite on a donné une brève description du fonctionnement d'un moteur à allumage commandé à quatre temps, enfin on a passé à l'étude de ses performances, où on a présenté quelques problèmes rencontrés quotidiennement.

Pour pallier ce déficit présenté ci-dessus, il faut chercher des solutions constructives qui permettant, dans l'intervalle de fonctionnement, une augmentation significative du rendement. L'une d'elles consiste en une variation du rapport volumétrique de compression qui sera présentée et discutée dans le chapitre suivant.

Chapitre II

Le concept de la compression variable

I-Introduction

Pour les moteurs d'aujourd'hui, le taux de compression r_c est fixe, et est compris entre 8 et 12 pour un moteur à essence, et entre 18 et 22 pour un diesel ; et plus c'est élevé et plus le rendement est bon, mais plus le risque d'auto-allumage du carburant est grand à haut régime. De plus, le rapport de compression, rapport entre les pressions mesurées au début et à la fin de la compression, dans le cas d'une compression adiabatique réversible (isentropique) peut être exprimé sous la forme d'un rapport volumétrique de compression, pour des raisons pratiques.

$$r_c = \frac{V_{d+V_c}}{V_c} \quad (2.1)$$

Où V_c : le volume de la chambre de combustion, et V_d : le volume déplacé.

Idéalement, un moteur devrait avoir un faible taux de compression sous forte charge (sur autoroute par exemple), et important à faible charge. Donc, il faudrait pouvoir agrandir la chambre de combustion pour réduire le taux et réciproquement. Un idéal qui n'avait jamais été atteint pour le moment [33].

II-Le moteur à compression variable

Les bénéfices d'un dispositif de rapport de compression variable (VCR : Variable Compression Ratio) seront prépondérants dans les zones à faible charge. L'augmentation du rapport volumétrique de compression permettra de rétablir la pression de fin de compression à la valeur requise pour un fonctionnement optimisé du moteur ; cette valeur pouvant être guidée par des impératifs de consommation ou de pollution [3].

Dans le cas de l'automobile, une situation de très faibles charges est rencontrée en circulation urbaine. Elle est surtout préjudiciable au moteur à allumage commandé du fait d'une régulation de la charge réalisée principalement par le vannage de la quantité d'air admis [2]. Donc la variation du rapport volumétrique se révèle comme un moyen d'agir directement sur les performances des moteurs dans cette zone. D'où d'autres aspects bénéfiques sont envisageables parmi lesquels il convient de citer :

- diminuer le temps de réponse des moteurs turbo suralimentés ;
- favoriser la mise en température des catalyseurs et ainsi réduire les émissions polluantes ;

- faciliter les fonctionnements multi carburants (GNV, GPL, essence, agro carburants) ;
- permettre une adaptation plus « simple » des nouveaux modes de combustion dans les moteurs ;

Malheureusement, il n'est pas possible d'augmenter indéfiniment celui-ci du fait d'autres contraintes :

- pressions de fin de combustion trop élevées incompatibles avec les charges admissibles par le moteur ;
- risque d'une baisse du rendement global du moteur notamment par la chute du rendement mécanique ;
- risque d'une auto-inflammation du mélange dans le cas du moteur à essence qui doit être évitée ;

Ces inconvénients doivent être pris en compte dans la réalisation pratique [2,3].

III-Moyens de variation du taux de compression

En assimilant rapport volumétrique de compression et taux de compression, pour le modifier, on montre, qu'il faut agir soit sur le volume de la chambre de combustion, soit sur la cylindrée unitaire, soit sur les deux à la fois. Les moyens utilisés feront l'objet de cette section.

L'analyse des cycles théoriques des moteurs à combustion interne, suppose des courses de compression et de détente identiques, comme le cycle de Beau de Rochas, mais certains moteurs possèdent des courses différentes, tel que le moteur de Miller-Atkinson, constituent aussi un moyen de variation du taux de compression et méritent d'être étudiées spécifiquement. Quelques exemples de solutions théoriques sont présentés ici dans cette section.

III-1-Cycles de Miller-Atkinson

III-1-1-Cycle de Beau de Rochas

C'est un cycle thermodynamique théorique qui représente de manière approchée les cycles pratiques des moteurs à allumage commandé.

Ce cycle est caractérisé par quatre temps caractérisés par les mouvements linéaires du piston.

1. L'admission est modélisée par une isobare 0-1.

2. La compression 1-2 est supposée adiabatique.
3. La combustion se déroule à volume constant sur 2-3, la détente 3-4 est adiabatique.
4. L'ouverture de la soupape est modélisée par l'isochore 4-5, et l'échappement par l'isobare 5-0. Le taux de compression ici est égale à $\frac{V_2}{V_1}$.

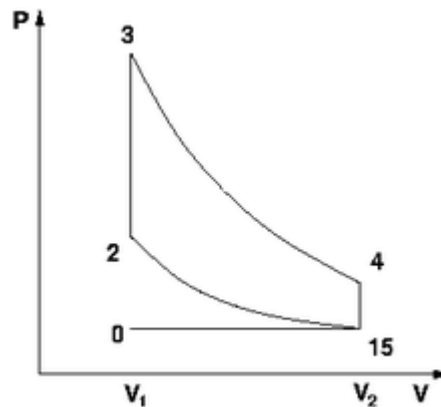


Figure 2.1. Cycle théorique de Beau de Rochas [33].

L'analyse de ce cycle entraîne que :

- ✓ Les courses de compression et de détente sont identiques,

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} = r_d = \frac{V_4}{V_3} = r \tag{2.2}$$

Donc l'expression du rendement thermodynamique du cycle s'exprime comme suit :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon_c^{\gamma-1}} \tag{2.3}$$

- ✓ La détente des gaz à l'intérieur du cylindre n'est pas complète ($p_4 > p_0$) [3].

III-1-2-Cycle d'Atkinson

L'amélioration du rendement du moteur passe donc par l'accroissement du rapport volumétrique. Cette évolution étant limitée, en raison des contraintes exposées précédemment, il apparaît intéressant d'augmenter plutôt l'intensité de la détente, l'idée d'Atkinson¹. Le cycle théorique offrant cette possibilité, course de détente supérieure à la course de compression $r_d > r_c$, est appelé cycle d'Atkinson et est représenté dans la figure 2.2, par le parcours 0-1-2-3-5-6-0.

¹ James Atkinson, ingénieur britannique, réalisa en 1886 un moteur utilisant une course de compression inférieure à la course de détente.

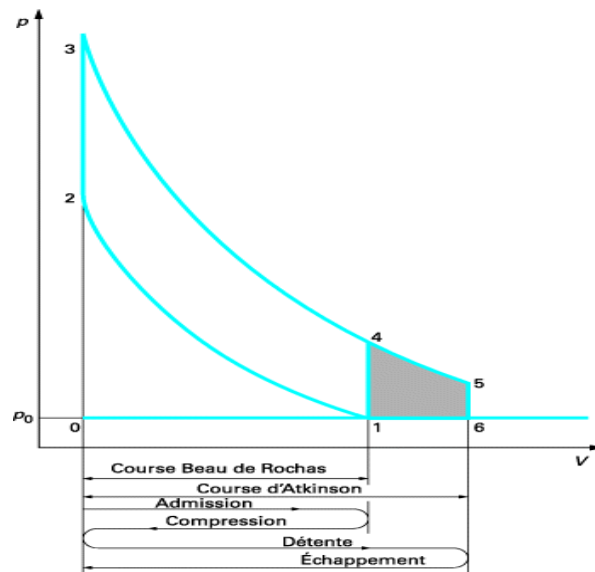


Figure 2.2. Cycles théoriques Beau de Rochas et d'Atkinson [3].

D'un point de vue théorique, on est invité à prolonger la détente jusqu'à la pression atmosphérique, d'où le cycle de la figure 2.3 (parcours 0-1-2-3-5-0), $p_5 = p_1 = p_0 = p_{atm}$ qui conduit à définir un rapport volumétrique de détente maximal, r_{dmax} .

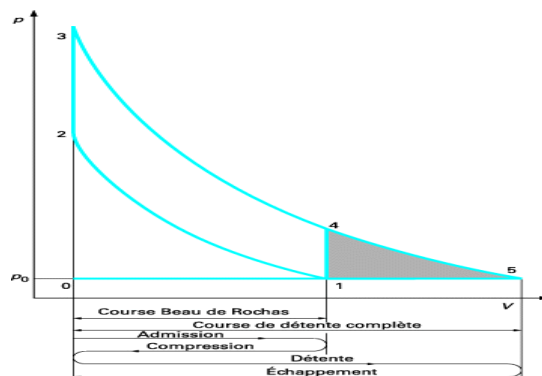


Figure 2.3. Cycle théorique d'Atkinson : détente complète [3].

L'inégalité des courses de détente et de compression était obtenue grâce à un mécanisme spécifique liant le piston et le vilebrequin. Le taux de compression est donc réduit, mais le taux de détente reste inchangé ; ce qui donne un taux de détente plus élevé que le taux de compression. L'objectif du cycle Atkinson est d'abaisser autant que possible la pression de fin de détente, afin de récupérer un maximum d'énergie mécanique. L'inconvénient principal d'un moteur à quatre temps à cycle Atkinson est sa puissance réduite par rapport à un cycle de Beau de Rochas classique car il admet moins d'air et donc moins de combustible. Et aussi sa dimension plus importante, qu'il sera pour une même puissance du moteur de Beau de Rochas, surtout si on veut atteindre le maximum de rapport volumétrique de détente. Malgré ces inconvénients, ce moteur mérite d'être évoqué ici, car il est proche de la technique de la

turbo suralimentation : les gaz brûlés continuent leur détente à l'extérieur des cylindres à l'aide d'une turbine, leur énergie étant transformée en travail mécanique nécessaire à l'entraînement d'un compresseur qui sert à effectuer le remplissage forcé des cylindres.

L'amélioration du rendement est d'autant plus importante, que la détente devient plus intense, ce qui est logique, et la pression moyenne théorique, P_{mth} qui est égale au rapport du travail théorique et du volume balayé pendant la phase de détente, est plus faible. Par contre le gain se diminue progressivement car l'énergie récupérée de détente devient relativement faible [3,33].

III-1-3-Cycle de Miller

Si on ajoute un compresseur à l'admission pour le cycle d'Atkinson on constitue le cycle de Miller. Une solution plus simple du principe d'Atkinson, proposée par l'ingénieur **Miller** en 1947, la soupape reste ouverte pendant le début de la phase de compression et une partie des gaz admis est rejetée dans l'admission. Par ailleurs, le volume de compression est, en général, considéré comme le volume balayé par le piston entre sa position au point mort bas et sa position au point mort haut. Mais dans le cas d'une fermeture très tardive de la soupape d'admission, technique de Miller, il convient de considérer que le volume de compression est égal au volume balayé par le piston entre la fin de la fermeture de la soupape d'admission et sa position au point mort haut [33].

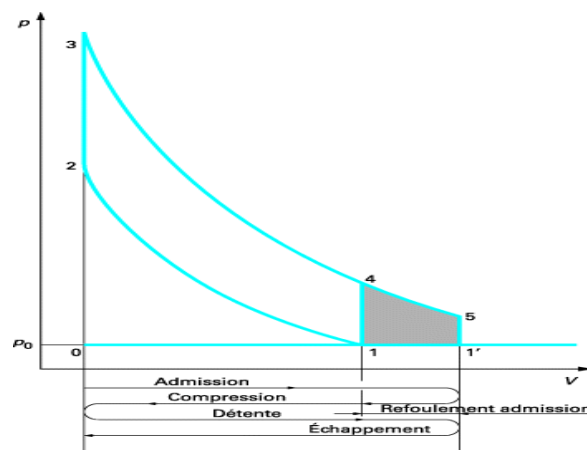


Figure 2.4. Cycle théorique de Miller [3].

Le cycle de Miller est parfois baptisé « cycle à 5 temps. » Un temps supplémentaire est associé à la phase de remontée du piston après l'admission qui est divisée en deux : une phase de refoulement par le conduit d'admission 1'-1 et la phase réelle de compression 1-2 (figure 2.4, parcours 0-1'-1-2-3-5-1'-0).

La phase de compression devient réellement effective lors de la fermeture de la soupape d'admission. Le taux de compression dépendra donc de ce rapport et ceci d'autant

plus que la fermeture de la soupape d'admission sera tardif. Le rapport volumétrique de compression r_c , est inférieur au rapport volumétrique r , qui est lui-même égal au rapport volumétrique de détente r_d .

Sur un moteur à allumage commandé conventionnel, l'auto-inflammation du mélange carburé doit être évitée. La richesse du mélange étant proche de 1, c'est la pression p_2 et la température T_2 qui régit l'auto-inflammation, soit en fin de compte le rapport volumétrique r dans le cas du moteur Beau de Rochas et le rapport volumétrique de compression r_c dans le cas du moteur de Miller. La comparaison de ce type de moteurs est représentée sur la figure 2.5. Le cycle de Miller permet de bénéficier d'un taux de détente supplémentaire (corrélativement à l'augmentation du rapport volumétrique r) conduisant à un meilleur rendement, sans l'inconvénient du risque de cliquetis.

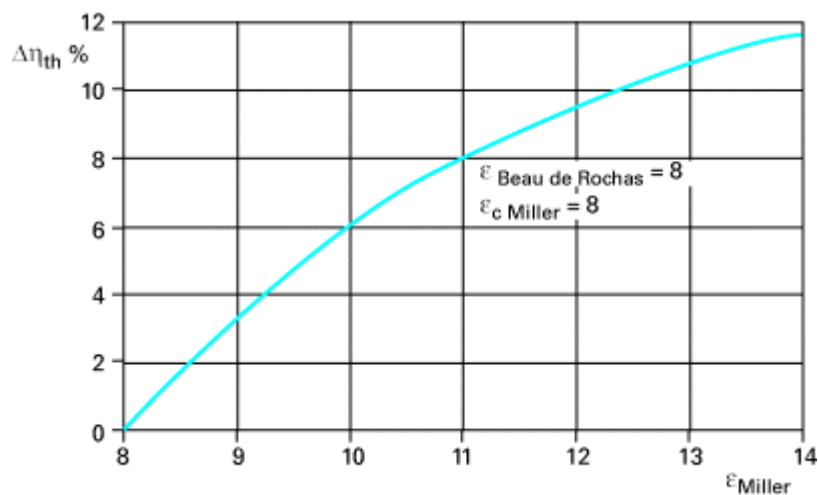


Figure 2.5. Gain de rendement thermodynamique théorique pour le cycle de Miller [3].

Cependant, comme dans le cas du moteur d'Atkinson, la pression moyenne théorique est plus faible (figure 2.6).

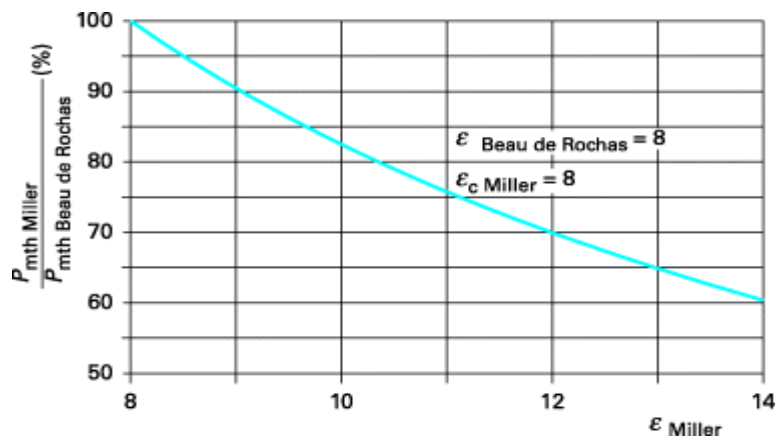


Figure 2.6. Perte de pression moyenne théorique pour le cycle de Miller [3].

Le cycle de Miller présente un avantage si l'énergie dépensée pour la compression est inférieure à celle dépensée par un piston pour faire le même travail. Sur toute la gamme de compression d'un moteur, le compresseur est utilisé pour générer une pression relativement basse, et la haute pression complémentaire est assurée par le piston. Le cycle de Miller utilise les compresseurs volumétriques dans leur zone de meilleure efficacité. Les moteurs de production à cycle de Miller ont généralement une distribution variable pour permettre de revenir à un cycle conventionnel là où le cycle de Miller n'est plus efficace [3].

Un moteur qui fonctionne d'après le principe Miller dispose donc d'une puissance maximale inférieure à celle d'un moteur de même cylindrée fonctionnant suivant le cycle Beau de Rochas. Le manque potentiel de puissance sur les automobiles fonctionnant suivant un cycle de Miller est en général compensé par la suralimentation (Mazda Xedos), ou l'utilisation en parallèle d'un moteur électrique (propulsion hybride électrique : Toyota Prius, Ford Escape) [33].

Dans le cas de la suralimentation, la technique de la turbo suralimentation n'est pas indiquée. Du fait de la détente supplémentaire des gaz brûlés, effectuée à l'intérieur des cylindres, l'énergie de ceux-ci est faible au moment de l'ouverture des soupapes d'échappement. Ainsi, la suralimentation mécanique sera préférée.

Lors de l'étude des cycles théoriques (Beau de Rochas, Diesel, Atkinson ou Miller), les phases de remplissage et de vidange du cylindre ont été négligées, ce qui revient à considérer que ces phases s'effectuent sans perte d'énergie. Dans le cas du moteur à essence, cette boucle négative peut se révéler particulièrement importante du fait que la variation de la charge est obtenue par vannage de l'admission d'air et induit de ce fait une perte d'énergie nommée perte par pompage. Sur la figure 2.7 a été rajoutée la boucle négative correspondante et le parcours 0-1-2-3-4-5-6-0 représente le cycle total. L'amplitude de la boucle négative est variable et influence directement sur la puissance fournie par le moteur.

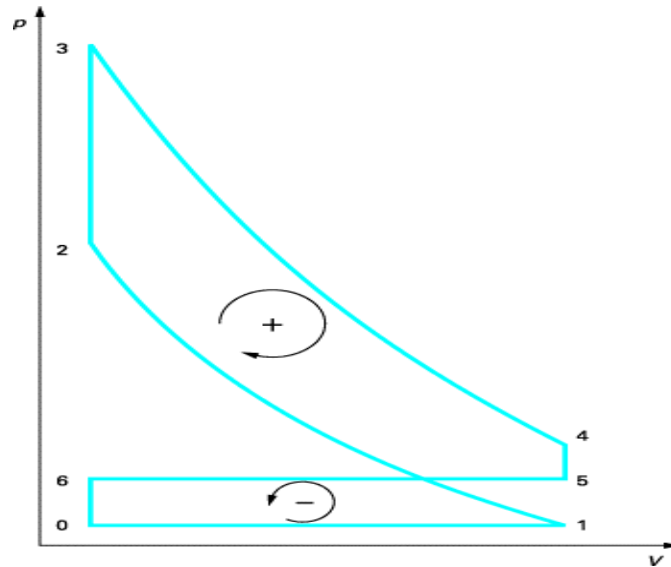


Figure 2.7. Cycle de Beau de Rochas avec prise en compte des pertes par pompage [3].

La technique de Miller permet d'aborder les charges partielles avec un papillon de gaz plus ouvert minimisant ainsi les pertes par pompage. Aussi, dans le cas de l'utilisation d'une distribution variable, capable de faire varier le moment de fermeture des soupapes d'admission, ceci constitue en fait une véritable méthode de contrôle de la charge du moteur (figure 2.8). La possibilité de contrôle de la loi de fermeture de la soupape d'admission (RFA) amène donc à utiliser le moteur suivant le cycle classique de Beau de Rochas aux fortes charges, pour l'obtention de puissances spécifiques élevées, et à un fonctionnement suivant le cycle de Miller aux charges partielles, pour un fonctionnement à rendement élevé.

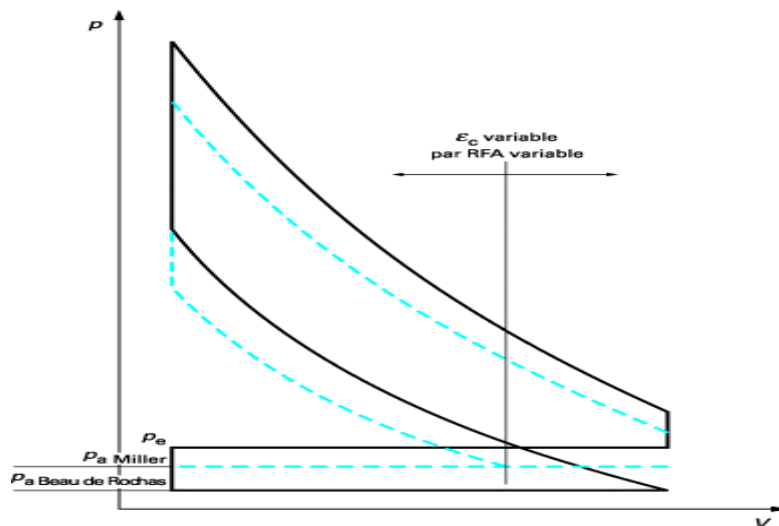


Figure 2.8. Evolution du cycle de Miller en fonction du RFA (Retard à la Fermeture de la soupape d'Admission) [3].

Cependant, dans la pratique cette stratégie a une limite. Le retard de la fermeture des soupapes d'admission entraîne une diminution de la pression de fin de compression avec une influence néfaste sur la vitesse de combustion du mélange carburé. Pour pallier cet inconvénient, il semble, dès lors, judicieux de coupler la technique Miller avec la technique de modification du rapport volumétrique de compression par variation du volume mort de la chambre de combustion.

III-2-Modification pratique du rapport volumétrique de compression

Si l'intérêt pour la compression variable est tout à fait facile à comprendre et à accepter, la réalisation pratique est avant tout un défi d'ordre technologique. Les solutions mécaniques qui permettent la variation automatique et continue du rapport volumétrique de compression sont nombreuses mais présentent toutes des avantages et des inconvénients.

Toutefois, dans le contexte d'un débouché rapide sur le marché de la technique du taux de compression variable, certains paramètres constructifs doivent être respectés :

- ✚ pièces conventionnelles (conservation des acquis en matière de techniques de fabrication, dimensionnement mécaniques, caractéristiques de matériaux, fiabilité...);
- ✚ chambre de combustion, cinématique du mécanisme moteur qui ont fait l'objet d'un siècle de mise au point ;
- ✚ réponse dynamique du moteur (les systèmes de pilotage trop lents ne sont pas acceptables, surtout pour les systèmes fortement suralimentés) ;
- ✚ rigidité, encombrement, poids ;
- ✚ rapport coût/performances : c'est certainement un des paramètres les plus importants qui a été jusqu'à aujourd'hui le principal frein à la réalisation des moteurs à rapport volumétrique de compression variable [2,3]

L'identité entre le rapport volumétrique de compression et le rapport volumétrique peut être rompue en agissant sur la valeur du volume à la fermeture de la soupape d'admission, procurant ainsi un moyen de réglage du rapport volumétrique de compression. Dans tous les cas, les moyens utilisés pour jouer sur les volumes doivent permettre, avec une certaine latitude, une variation continue, rapide et contrôlée du rapport volumétrique de compression.

Dans ce paragraphe, ne seront évoqués et illustrés par des schémas que les principes de modification du volume mort et de la cylindrée unitaire ; les réalisations technologiques ne seront pas abordées dans ce paragraphe.

III-2-1-Modification du volume de la culasse

Cette modification du volume au sein de la culasse peut être réalisée par la mise en communication d'un volume supplémentaire, par l'intermédiaire d'une soupape ou par le déplacement d'un piston spécifique (figure 2.9) [3].

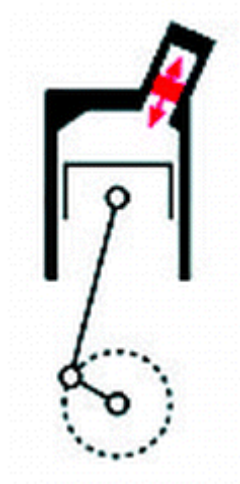


Figure 2.9. Modification du volume de la culasse [33].

III-2-2-Modification de la hauteur du piston

Bien qu'il soit théoriquement envisageable de doter le piston d'un piston mobile interne, la seule option technologique réaliste consiste à faire varier la hauteur du piston (figure 2.10). Si la hauteur du piston ou, plus précisément, la distance axe-tête de piston, reste fixe pendant la course de compression, la cylindrée du moteur (volume balayé par le piston) est constante quelle que soit cette hauteur. A la hauteur minimale correspond le rapport volumétrique minimal et à la hauteur maximale le rapport maximal. Par contre, si cette hauteur varie pendant la course du piston, la cylindrée en sera légèrement affectée. Ces systèmes permettent surtout de s'opposer à des surpressions pendant la combustion et d'éviter le cliquetis [2].

Ils ne correspondent pas à une véritable régulation du rapport volumétrique de compression.



Figure 2.10. Modification de la hauteur du piston [3].

III-2-3-Modification du volume mort

Ce volume peut être modifié par une intervention directe au sein de la culasse ou par le biais d'un déplacement relatif culasse-carter. Cette technique est réalisable par un déplacement axial de la culasse, ou de l'ensemble « haut moteur ». De tels systèmes existent mais la complexité mécanique fait que ce type de moteurs est réservé à des essais de recherche ou de détermination des performances de carburants (moteur CFR). Par ailleurs, ces mécanismes ne sont guère compatibles avec une variation rapide du taux de compression. Des solutions plus réalistes consistent à basculer le « haut moteur » ; elles sont regroupées sous le terme de « moteur articulé », comme le SVC. Le rapport volumétrique de compression peut varier entre 8 et 14 pour une inclinaison de la partie supérieure de 4 degrés. Le basculement de la partie supérieure, commandé par un actionneur hydraulique [2,3].

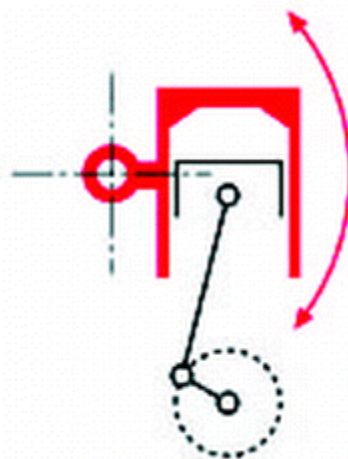


Figure 2.11. Moteur articulé [33].

III-2-4-Modification des entraxes bielle-manivelle

A l'aide d'excentriques, il est possible de modifier les entraxes pied de bielle-maneton-tourillon. Ces excentriques peuvent être placés en chacun des différents points de liaison (figure 2.12).

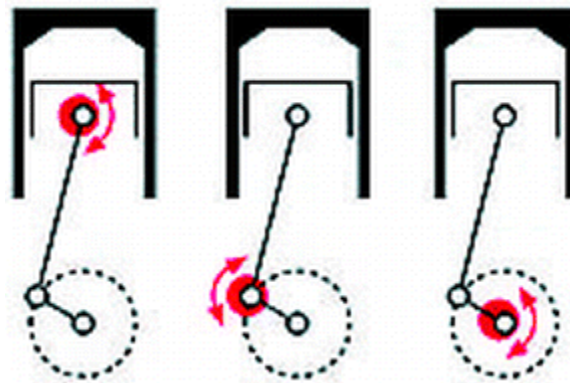


Figure 2.12. Modification des entraxes bielle-manivelle [3].

III-2-5-Modification de la cinématique bielle-manivelle

L'ajout d'une biellette supplémentaire permet de faire varier à la fois le volume mort et le volume unitaire. La forme de la chambre de combustion et la cinématique du piston sont conservées. De nombreuses solutions sont proposées conformément à la figure 2.13.

La première difficulté à résoudre sur ce type de système est d'assurer l'alignement des paliers du vilebrequin tout en conservant une rigidité suffisante. La seconde difficulté est d'assurer la transmission de puissance car l'arbre du vilebrequin est mobile par rapport à l'arbre primaire de la boîte de vitesses, ce qui a été résolu à l'aide d'accouplements spécifiques [2].

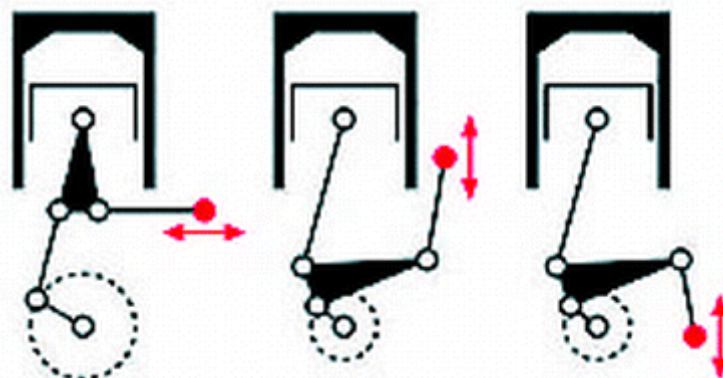


Figure 2.13. Modification de la cinématique bielle-manivelle [3].

De nombreuses solutions à la variation du rapport volumétrique de compression sont basées sur l'introduction d'une liaison supplémentaire dans l'assemblage bielle-manivelle.

Ainsi la société Mayflower (figure 2.14) introduit une bielle coulissante dont la position est ajustable par un pivot. L'avantage est la réalisation d'un moteur dont la cylindrée et le rapport volumétrique de compression sont variables ($r_c = 9$ à 15 , $V=300$ à 260 cm³).

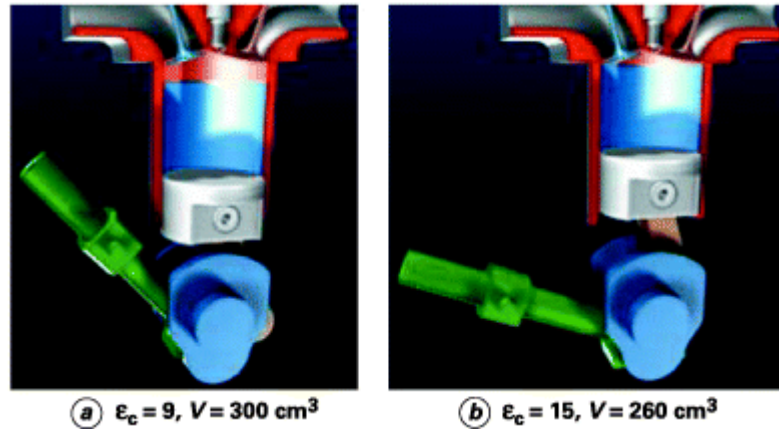


Figure 2.14. Moteur Mayflower [2].

Une caractéristique de ce moteur est le mouvement elliptique du point d'articulation de la tête de la bielle (figure 2.15) ce qui engendre le ralentissement du piston vers le point mort haut. Le temps laissé pour la combustion étant plus important, ceci a des conséquences favorables sur le processus de combustion. L'augmentation des pertes par frottements causées par l'introduction d'un pivot glissant risque d'annihiler les gains potentiellement escomptés. L'encombrement latéral du moteur est important et la réalisation technique reste délicate.

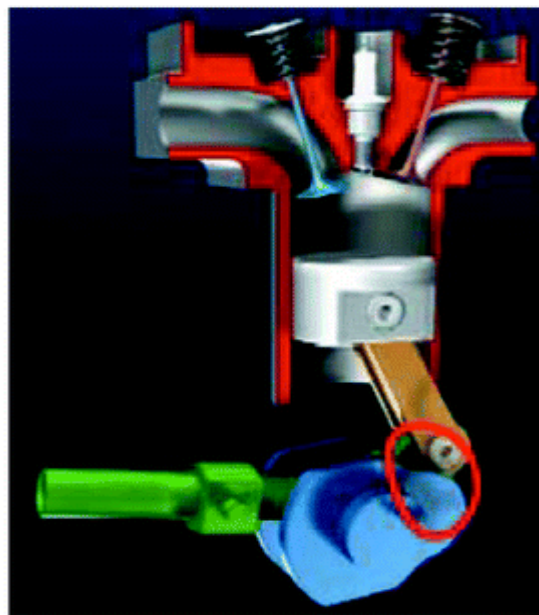


Figure 2.15. Moteur Mayflower : cinématique de la tête de bielle [2].

III-2-6-Autres solutions

Les autres solutions reprennent parfois celles qui sont exposées ci-dessus en combinant d'autres particularités technologiques (cylindres couplés, pistons opposés), ou des cinématiques très différentes des moteurs « classiques », voire une transmission de puissance par l'intermédiaire d'engrenages.

IV-Le moteur SVC (Saab Variable Compression)

Le rapport de la compression variable permet au moteur SVC d'utiliser l'énergie dans le combustible beaucoup plus efficacement que les moteurs automobiles conventionnels d'aujourd'hui. SVC offre un concept entièrement nouveau pour combiner la haute performance avec la réduction de la consommation du combustible et les émissions du gaz d'échappement.

Ce moteur utilise une technique dynamique qui modifiera le volume de la chambre de combustion, et qui par la suite changera le rapport de compression. Pour changer le volume de la chambre de combustion, le SVC 'baisse' la tête du cylindre la plus proche au vilebrequin. Il fait ceci en remplaçant le bloc typique du moteur par un deuxième bloc, avec le vilebrequin dans le bloc inférieur et les cylindres dans la portion supérieure. Les deux blocs sont dépendus ensemble à un côté. En pivotant le bloc supérieur autour du point de la charnière, le volume de la chambre de combustion peut être modifié. Dans l'entraînement, le SVC ajuste le bloc supérieur à travers une petite gamme de mouvement, en utilisant un actuateur hydraulique [1].

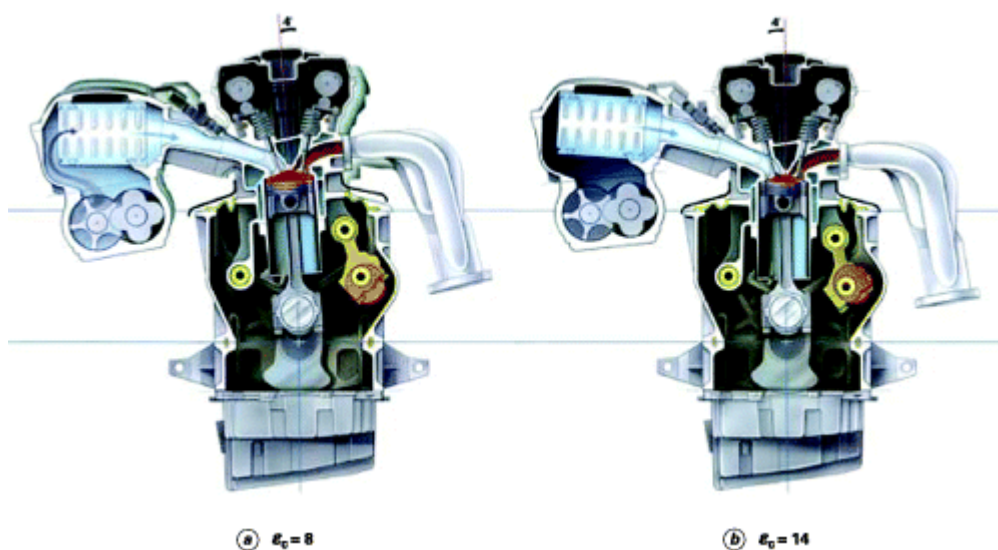


Figure 2.16. Concept du moteur articulé SAAB [2].

Saab pense avoir résolu l'équation avec sa culasse monobloc intégrant les cylindres et articulée sur le bas moteur. En inclinant la culasse (de 4° au maximum), le volume de la chambre varie, et le taux de compression en même temps puisque les pistons conservent leurs points morts haut et bas. Une astuce qui fait passer le taux de 8:1 à 14:1 en continu, selon le régime du moteur, la charge et la qualité du carburant. Des soufflets caoutchouc assurant l'étanchéité [1,32]

Tableau2.1. Caractéristiques principales du moteur SVC [1].

Architecture : 5 cylindres en ligne
Cylindrée : 1.598 Litres
Cylindre: 68 mm
Piston: 88 mm
Rapport de compression : mini: 8:1 maxi : 14:1
Couple maximum : 305Nm
Puissance maximum: 168 kW

Grâce au compresseur calé à 2,8 bars de pression (contre 1,4 bar au maximum pour un turbo), ce cinq-cylindres 1.6 litre développe 225 ch et 31,1 mkg de couple, les valeurs d'un bon six-cylindres 3 litres atmosphérique. Mais grâce au taux de compression variable, les consommations de ce moteur devraient être inférieures de 30 % à celles d'un bloc de 3 litres de cylindrée. De quoi soigner les émissions polluantes, réduire d'autant le CO2 et dans d'encore plus fortes proportions les autres polluants grâce à l'excellent rendement. Encore à l'état de prototype, ce 1.6-litre fait preuve d'une grande disponibilité à bas régime (18,3 mkg dès 1 000 tr/mn) sans rechigner à grimper dans les tours (24,5 mkg à 6 500 tr/mn) [32]. Seule sa sonorité désagréable qui a dérangés durant le court galop d'essai réalisé en Suède au volant d'une Saab 9-5. Mais Saab compte bien y remédier avant sa commercialisation [34].

V-Conclusion :

Dans le cadre de ce travail, il est impossible de citer toutes les conceptions du moteur à taux de compression variable, il nous a été même impossible de citer tous les avantages et inconvénients de ce système. Cette technique laisse espérer un gain de consommation supérieur de 35% en charge partielle pour des moteurs suralimentés. Face à l'explosion des solutions proposées, il est difficile de juger quelle est la meilleure. Dans cette thèse on va s'intéresser au premier moteur réalisé possédant cette technologie, c'est le SVC, qu'on vient

de parler sur son principe dans la dernière section de ce chapitre, et qui va être le sujet principal dans les prochains chapitres pour discuter ses performances, et sur lequel on va appliquer les lois de commande, après la construction de son modèle mathématique, le sujet principale du prochain chapitre.

Chapitre III
La modélisation mathématique d'un
moteur SVC

I-Introduction

Créer un modèle du système est une bonne façon de rassembler les connaissances au sujet du système, et les informations qui aident à construire la commande nécessaire, donc beaucoup d'essais peuvent être exécutés sur ce modèle, et beaucoup de temps peut être sauvé.

Depuis le commencement de ce siècle jusqu'à approximativement 1970, les moteurs ont été testés principalement dans un état stable à une vitesse et un moment de rotation constant. Dès 1970s jusqu'au présent, la disponibilité d'ordinateurs puissants, convertisseurs A/D et D/A, et beaucoup de logiciel de data-logging a rendu possible de construire des modèles dynamiques pour les moteurs. Ces tels modèles sont appelés MVEM [20], ils sont physiquement basés, très impact et peuvent être construit pour le moteur diesel ou à essence. Ce type de modèles décrit les variations en valeurs moyennes (moyennes glissantes) des variables caractéristiques du moteur sur un ou plusieurs cycles de fonctionnement. L'intérêt de ces modèles est de répondre aux besoins de conception des algorithmes de commande à base de modèles. De plus, ils sont souvent directement utilisables en temps réel grâce à leur complexité réduite [8,11].

Les sections suivantes décrivent rapidement la modélisation de quelques importants sous systèmes présentés par le MVEM, basé sur les modèles développés dans la littérature. Ces représentations, permettant de décrire les évolutions des phénomènes régissant le fonctionnement du moteur, sont en général, de natures variées (mécaniques, chimiques, thermodynamiques, ...), non linéaires et relativement complexes. Cette complexité est réduite grâce à l'emploi des modèles moyens.

II-Modélisation du moteur à taux de compression variable

Le modèle du moteur MVEM construit dans ce chapitre, décrira le couple du moteur à partir de la masse de l'air à l'entrée de la manette des gaz, et le rapport de compression, mais aucune variation dans le cycle n'est couverte, et il est valide seulement pour des intervalles du temps plus grand qu'un cycle du moteur [1].

La modélisation du moteur est réalisée en considérant un découpage du moteur en sous-blocs fonctionnels (figure 3.1) : admission (air/essence), combustion, dynamique du vilebrequin et échappement. Pour modéliser ces différents blocs, des relations basées sur les lois et les principes de la physique, sont employées. Cependant, pour certaines parties dont les

modèles physiques sont mal connus ou trop complexes, une pratique assez répandue consiste à utiliser des cartographies (fournies en général par le constructeur, comme pour l'angle d'allumage) [8].

II-1-Description du fonctionnement du moteur

Une vue d'ensemble schématique du moteur avec ses appareils est donnée dans la figure 3.1.

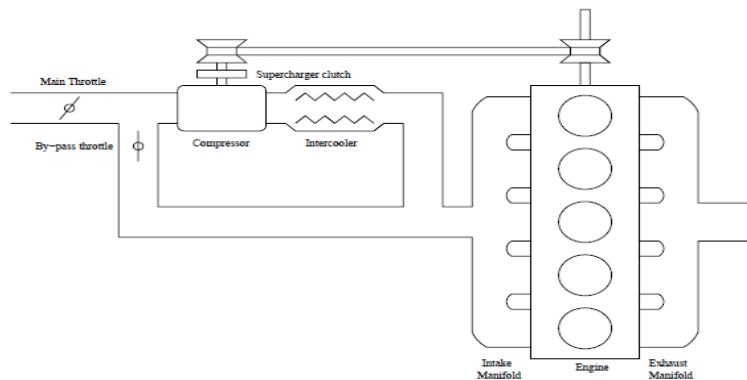


Figure 3.1. Les sous-systèmes d'un moteur à CV.

Le volume de l'air qui entre le moteur est gouverné par la manette des gaz principale, la dynamique de ce débit massique d'air est décrite dans la section 1. En sortant de la manette des gaz principale, l'air passe dans la manette des gaz de conduite dérivée, puis soit il entre dans le compresseur puis l'échangeur, si le compresseur est ouvert. Maintenant si le compresseur est fermé, la manette des gaz dérivée est ouverte, et l'air peut donc aller directement au collecteur de prise. Dans ce collecteur le gaz est injecté, les propriétés de l'admission d'air dans ce collecteur sont discutées dans la section 2. Alors le mélange air/essence entre dans les cylindres, où la combustion aura lieu et convertit l'énergie dans le combustible à un couple, ceci est discuté dans la section 4. Il devrait être déclaré que modèle développé dans ce chapitre n'est valide que lorsque le compresseur est fermé.

II-2-Modèles du moteur

Tout d'abord on va décrire les principes et les équations de base en utilisant les sous-modèles les plus employés dans la littérature et qui sont validés par des données expérimentales, en se basant sur le moteur à essence.

L'avantage de cette stratégie de modélisation par bloc, est que chaque composant peut être identifié séparément, et alors le modèle du moteur est construit en utilisant les composants séparés.

II-2-1-Modèle de la manette du gaz principale

Dans les moteurs à essence, une manette des gaz est utilisée pour contrôler le débit massique d'air dans les cylindres, sa dynamique est plus rapide mais elle est connectée au moteur qui requiert une dynamique non linéaire de l'admission. Le modèle de la manette des gaz habituel qui peut être trouvé dans la littérature, est très complexe comme par exemple dans [19,26] :

$$\dot{m}_{at} = K f \left(\frac{p_{col}}{p_{atm}} \right) \cdot g(\delta) \tag{3.1}$$

K : Le débit d'air maximal, p_{col} La pression du collecteur, δ : L'angle d'allumage.

Mais d'après [1], ayant étudié les propriétés de la réponse expérimentalement, il parait que ce modèle du débit massique d'air \dot{m}_{at} peut être représenté comme suit :

$$\frac{d \dot{m}_{at}}{dt} = \frac{1}{\tau_m} (- \dot{m}_{at} + s_{at} \dot{m}_{atref}) \tag{3.2}$$

Où \dot{m}_{atref} est le signal de référence du débit d'air, la fonction s_{at} décrit la saturation,

$$s_{at} \dot{m}_{atref} = \begin{cases} \dot{m}_{max} & \text{if } \dot{m}_{atref} > \dot{m}_{max} \\ \dot{m}_{atref} & \text{if } \dot{m}_{min} \leq \dot{m}_{atref} \leq \dot{m}_{max} \\ \dot{m}_{min} & \text{if } \dot{m}_{atref} < \dot{m}_{min} \end{cases} \tag{3.3}$$

Où, $\tau_m, \dot{m}_{max}, \dot{m}_{min} = f(N_e)$.

Le test qui a montré que les valeurs données en dessus sont suffisamment exacts, a montré que la manette des gaz principale contient aussi un retard approximativement de 0.4s.

II-2-2-Modèle du collecteur d'admission d'air

Le volume de contrôle est placé dans tous le débit restreint des composants, et il emmagasine la masse et l'énergie, il a un volume fixe, et l'augmentation ou la baisse de la masse est déterminée par le débit massique d'air entrant ou sortant [24].

D'où le transport de l'air dans le collecteur d'air dépend du débit d'air sortant de la manette, et entrant les cylindres, et aussi la pression dans le collecteur.

❖ **Modélisation de la pression**

La modélisation des éléments qui se trouvent en amont de la manette (filtre à air, échangeur de chaleur) n'est pas prise en compte, ainsi que la dynamique de la température dans le collecteur d'admission. Par hypothèse, cette température est supposée maintenue constante par l'échangeur de chaleur, la prise en compte de la dynamique de la température permet d'améliorer la précision seulement en régime transitoire d'après [8,10].

La dynamique de la pression dans le collecteur d'admission d'air frais est décrite par une équation différentielle non linéaire du premier ordre :

$$p_{c o l} \dot{t} = \frac{R T_{c o l}}{V_{c o l}} (\dot{m}_{a t} - \dot{m}_{c y l}) \tag{3.4}$$

Ce modèle de la pression est obtenue en appliquant l'équation d'équilibre qui exprime la conversion de la masse dans le collecteur, ceci peut être exprimé par :

$$\frac{d m_{c o l}}{d t} = \dot{m}_{a t} - \dot{m}_{c y l} \tag{3.5}$$

En utilisant la loi des gaz parfaits $p V = m R T \Rightarrow m = \frac{p V}{R T}$ on peut exprimer $m_{c o l}$ dans l'équation en fonction de la pression du collecteur $p_{c o l}$, de la manière suivante :

$$m_{c o l} = \frac{V_{c o l}}{R T_{c o l}} p_{c o l} \tag{3.6}$$

La dérivée de cette équation est :

$$\frac{d m_{c o l}}{d t} = \frac{V_{c o l}}{R T_{c o l}} \cdot \frac{d p_{c o l}}{d t} - \frac{V_{c o l} p_{c o l}}{R T_{c o l}^2} \cdot \frac{d T}{d t} \tag{3.7}$$

Où $\frac{d T}{d t}$ est la variation de la température du collecteur qui est en fonction de plusieurs paramètres développée dans [17] comme suit :

$$\frac{d T}{d t} = \frac{1}{m_{c o l}} [\dot{m}_{a t} c_v (T_{c o l} - T) + R \cdot (T_{c o l} \dot{m}_{a t} - T \dot{m}_{c y l}) + \dot{Q}] \tag{3.8}$$

Mais avec l'hypothèse que la température du collecteur $T_{c o l}$ est constante, elle devient :

$$\frac{d m_{c o l}}{d t} = \frac{V_{c o l}}{R T_{c o l}} \cdot \frac{d p_{c o l}}{d t} \quad (3.9)$$

En remplaçant cette équation dans l'équation (3.5), on trouve l'équation de la pression de $p_{c o l}$

❖ Modèle du débit moyen d'air admis dans les cylindres

La représentation utilisée est celle définie dans la plupart de la littérature [10,24]. Ce modèle est simple, il est linéaire par rapport aux paramètres et ne comporte que deux paramètres à identifier. Pour estimer les paramètres de ce modèle, les données sélectionnées correspondent à celles où la pression du collecteur est constante. Ce choix se justifie par le principe de conservation de masse. Le tableau 3.1 résume les paramètres à estimer [1].

Ce modèle prend la forme suivante :

$$\dot{m}_{c y l} = \frac{V_d}{120 R T_{c o l}} (s_1 p_{c o l} + s_2) N_e \quad (3.10)$$

L'efficacité volumétrique $\eta_{v o l}$ est une mesure de l'efficacité du moteur qui incorpore l'air frais, et il est défini comme le rapport entre le taux du débit volumétrique actuel de l'air entrant aux cylindres, $\frac{\dot{m}_{c y l}}{\rho_{a i r}}$, et le taux pour lequel le volume est déplacé par le piston, $\frac{V_d N_e}{2 \times 60}$, le facteur 2 au dénominateur représente le nombre de révolutions de la manivelle [24].

$$\eta_{v o l} = \frac{2}{\rho_{a i r} V_d \cdot N_e / 60} \dot{m}_{c y l} \quad (3.11)$$

Si on utilise encore la loi des gaz parfaits, la densité de l'air $\rho_{a i r}$ devient :

$$\rho_{a i r} = \frac{m}{v} = \frac{P_{c o l}}{R T_{c o l}} \quad (3.12)$$

En insérant cette équation dans l'équation (3.11), le débit massique $\dot{m}_{c y l}$ se calcule par :

$$\dot{m}_{c y l} = \eta_{v o l} \frac{P_{c o l} V_d N_e / 60}{2 R T_{c o l}} \quad (3.13)$$

Pour déterminer cette efficacité, il est logique de la mesurer en effectuant des tests stationnaires sur le moteur, mais selon [9] le produit $\eta_{v o l} \cdot P_{c o l}$ peut être décrit comme $s_1 p_{c o l} + s_2$, pour un rapport de compression fixe. Pour déterminer s_1 et s_2 , des mesures stationnaires ont été prise sur $\dot{m}_{c y l}$, R , $T_{c o l}$ pour de différentes valeurs de la pression du collecteur, et du rapport de compression. Le produit $\eta_{v o l} P_{c o l}$ peut être calculé à partir de la

relation de $\eta_{v o l} = \frac{2 R T_{c o l} \dot{m}_{c y l}}{P_{c o l} V_d N_e / 60}$. Il est à noter que dans les conditions stationnaires aucune masse n'est emmagasinée dans le collecteur.

Donc en utilisant cette relation $\eta_{v o l} P_{c o l} \bar{t} = s_1 p_{c o l} + s_2$, et en la remplaçant dans l'équation (3.13) on retrouve l'équation du début qui modélise le collecteur.

Cette forme de modèle est souvent utilisée pour la prédiction de la charge en air des cylindres, afin d'effectuer une fine gestion de l'injection d'essence [8].

Tableau 3.1. Les valeurs de s_i pour différents rapports de compression [1].

r_c	s_{0,r_c}	s_{1,r_c}
8	0.93899	-13216
9	0.92561	-12336
10	0.91674	-11848
11	0.91342	-11649
12	0.90950	-11495
13	0.89924	-10932
14	0.89822	-10810

Les paramètres s_1 et s_2 varient légèrement en fonction du régime. Dans notre cas, ils dépendent du rapport de compression comme le montre le tableau en dessus telles que ($s_1 > 0$), ($s_2 < 0$).

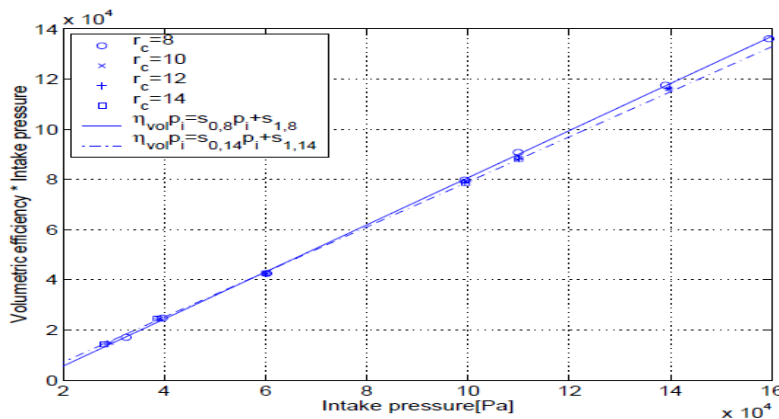


Figure 3.2. Le produit $\eta_{v o l} P_{c o l} \bar{t}$ représenté en fonction de $P_{c o l}$ pour différent rapport de compression [1].

Dans la figure (3.2) le produit de l'efficacité et la pression $\eta_{v o l} P_{c o l} \bar{t}$ est représentée en fonction de la pression du collecteur, pour des rapports de compression varient entre 8 et 14.

En étudiant ce graphe on remarque que dans la région de la pression qui nous intéresse pour, la différence maximale du produit représenté est de l'ordre de 4%. Donc si on choisit les valeurs de s_1 et s_2 pour $R_c=11$ pour l'équation, il décrira l'écoulement d'air dans les cylindres assez exactement pour notre modèle [1].

II-2-3-Injection de l'essence

Pour injecter la quantité exacte du combustible dans le moteur, il est nécessaire de connaître les proportions théoriques de l'air et du combustible. Pour cela le débit du combustible dans le cylindre est mesuré et commandé par un injecteur du combustible. Seulement une fraction du combustible injecté est incorporée directement dans le cylindre, quelque montant de combustible est déposé sur les murs du collecteur comme un film ou des flaques d'eau et ne se mélange pas avec l'air [24], et on obtient ainsi le mélange (A/F) qui va entrer dans le cylindre. Ce rapport est appelé le rapport stœchiométrique d'air/essence [1] :

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \left(\frac{m_{cyl}}{m_f}\right)_s \quad (3.14)$$

Le combustible utilisé pour ce moteur est l'essence, il possède un rapport de 15 ; mais ce qui nous intéresse c'est le rapport réel air/fuel en fonction du rapport stœchiométrique ;

$$\lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_s} \quad (3.15)$$

Il est très important de garder cette richesse λ très proche de 1, pour maintenir un bon fonctionnement du catalyseur [1], donc on aura pour ($\lambda = 1$) : $\left(\frac{A}{F}\right) = (A/F)_s$; et par conséquent on va avoir la relation suivante :

$$\dot{m}_f = \frac{1}{15} \dot{m}_{cyl} \quad (3.16)$$

II-2-4-Modèle statique du couple moteur

La commande en couple des moteurs thermiques reste, jusqu'à nos jours, une problématique ouverte vu que la mesure de cette variable n'est pas disponible sur les véhicules de série. Le couple efficace récupéré sur le vilebrequin est obtenu à l'aide d'un frein électrique, mais sa mesure est seulement valable en régime stabilisé. Il existe d'autres méthodes [33] mais ces solutions coûtent cher et sont relativement complexes à implémenter.

Dans ce travail, c'est une relation statique du couple moteur qui est utilisée. Cette solution est souvent le seul recours pour synthétiser une commande en couple de moteurs thermiques dans la plupart de la littérature [8, 9,26] vue l'inexistence d'une mesure de couple.

Cette solution permet de modéliser l'évolution du couple à partir des autres mesures influant sur cette variable, qui sont respectivement, la pression collecteur $p_{c o}$, la richesse λ , l'angle d'allumage δ (en °) qui est programmé de manière à avoir un couple optimal pour un point de fonctionnement donné et enfin la vitesse de rotation du vilebrequin N . Et elle est validée par la mesure du couple issue du frein comme base de comparaison [1].

Le processus de la combustion aura lieu dans les cylindres, il convertit l'énergie stockée dans le combustible en un mouvement. Le processus de la combustion est très compliqué mais un modèle très simple du couple est représenté en dessous. Le couple du moteur dépend essentiellement de ces caractéristiques :

- Comment la chaleur qui est stockée dans le combustible peut être convertit en un couple ?
- Les pertes de pompage quand le mélange brulé est pompé en dehors.
- Les fuites de frottement entre le piston et la paroi, et ceux dues à la configuration de la manivelle.
- Les pertes dues aux accessoires électriques, hydrauliques.

En négligeant les pertes dues aux accessoires, la valeur nette du couple $C_{n e t}$ peut être calculée comme suit :

$$C_{n e t} = C_c - C_p - C_f \quad (3.17)$$

Où C_c est le couple de la combustion du combustible, C_p et C_f le couple des pertes de pompage et de frottement.

❖ La combustion :

Le couple est la mesure de la capacité d'un moteur pour faire un travail, la puissance est le taux pour lequel le travail est fait. Il suit que la puissance, P , qui est délivrée par le moteur, est le produit entre le couple et la vitesse angulaire [1].

$$P = \frac{2 \pi C N}{60} \quad (3.18)$$

Idéalement toute la chaleur stockée dans le combustible est convertie en une puissance, dans ce cas la puissance délivrée peut être calculée en prenant le produit de $Q_{h v}$ et \dot{m}_c .

$Q_{h v}$ est la valeur chauffante du combustible et \dot{m}_c est le débit massique du combustible dans les cylindres [24]. Cependant il y aura des pertes pendant la conversion d'énergie, donc nous devons multiplier par l'efficacité de la conversion du combustible $\eta_{c,i}$

$$P = \eta_{c,i} Q_{h v} \dot{m}_c \quad (3.19)$$

Si les deux équations (3.18) et (3.19) sont combinées, le couple du moteur est donné par :

$$C_c = \frac{\eta_{c,i} Q_{h v} \dot{m}_c}{2 \pi N 60} \quad (3.20)$$

Si on approxime le processus de la combustion comme le cycle d'Otto, le $\eta_{c,i}$ peut être calculé comme suit, voir [23]

$$\eta_{c,i} = k \left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right) \quad (3.21)$$

Où k a été introduit parce que dans les calculs au-dessus, les pertes d'énergie dues à la combustion incomplète, le transfert de la chaleur du gaz à la paroi des cylindres, et les pertes du temps ont été négligées. A partir des mesures effectuées sur le moteur, pour les variations du couple pendant la variation du rapport de compression, la valeur de k d'après [1] a été déterminée à 0.74.

❖ Les pertes de pompage

Le piston dans le cylindre est sous un léger vide, pendant le temps de la prise, quand l'aspiration d'air/combustible aura lieu dans le cylindre. L'énergie supplémentaire nécessaire pour tirer le duvet du piston est connue par les pertes de pompage.

MEP est la pression efficace moyenne qui est normalisée avec les dimensions du moteur, et elle possède la même unité que la pression.

MEP= le travail produit par cycle/ le volume déplacé par cycle.

De la pression moyenne efficace du pompage, on peut calculer le rapport du travail du pompage par cycle comme $(p_e - p_{c o l}) V_d$, où p_e et $p_{c o l}$ est la pression de l'échappement de gaz et de l'admission d'air respectivement, et V_d est le volume déplacé par cycle.

$$p_{MEP} = (p_e - p_{c o l}) \quad (3.22)$$

La pression efficace moyenne peut être aussi calculée en se basant sur le travail que produit le moteur dans un dynamomètre, d'après [1] :

$$M E P = \frac{2 \pi (n_r)}{V_d} \quad (3.23)$$

De l'équation (3.22) et (3.23), le couple des pertes de pompage est calculé comme suit :

$$C_p = \frac{V_d}{2 \pi (n_r)} (p_e - p_{c o l}) \quad (3.24)$$

❖ Les fuites de frottement

Les fuites de frottements dépendent essentiellement de la vitesse du moteur, N, le modèle développé pour modéliser le couple de frottement dans la littérature [1,26], est :

$$C_f = A N^2 + B N + C \quad (3.25)$$

Les valeurs des constantes A, B et C sont calculées lors d'une comparaison avec des mesures réelles sur le moteur pour la même vitesse. Voir [1].

❖ L'angle d'allumage

En disant l'angle d'allumage, on veut dire la position de l'orientation de la manivelle avant le TDC, où la décharge de l'étincelle aura lieu. L'angle d'allumage a une influence directe sur l'efficacité du moteur et le couple produit, et pour déterminer comment le couple dépend de l'angle d'allumage, plusieurs expériences dans [1,9] ont été réalisées pour un nombre très large des angles d'allumage, rapport de compression, et différents couples.

De ces résultats, une table Look-Up de trois dimensions est implémentée (LUT), cette table décrit les pertes du couple C_i mesuré pour de différents angles d'allumage, et rapport de compression.

$$C_i = \text{look-up-table} (C, \delta, r_c) \tag{3.26}$$

Donc, le couple total peut être calculé comme suit :

$$C_{t o t} = C_{n e t} - C_i \tag{3.27}$$

Mais ces graphes de l'angle d'allumage données par le constructeur ont été dessinés seulement autour de quelques points de fonctionnement, et à une vitesse de 2000 tr/mn. Cela veut dire que le graphe de l'angle d'allumage n'est valide qu'autour ces points de fonctionnement. Pour la simulation en autres points de fonctionnement, la carte est déconnectée, et le modèle travaille comme il utilise la valeur optimale tous le temps, ce qui est notre cas, comme on ne dispose pas toutes les look-up-table pour tous les points de fonctionnement [1].

II-2-5-Rapport de compression

Après avoir réalisé quelques essais et étudié les propriétés de la réponse à un échelon, d'après [1], il parait que le rapport de compression r_c peut être modélisé comme suit :

$$\frac{d r_c}{d t} = \frac{1}{\tau_{r_c}} (-r_c + r_{c r e f}) \tag{3.28}$$

II-3-Modèle global final

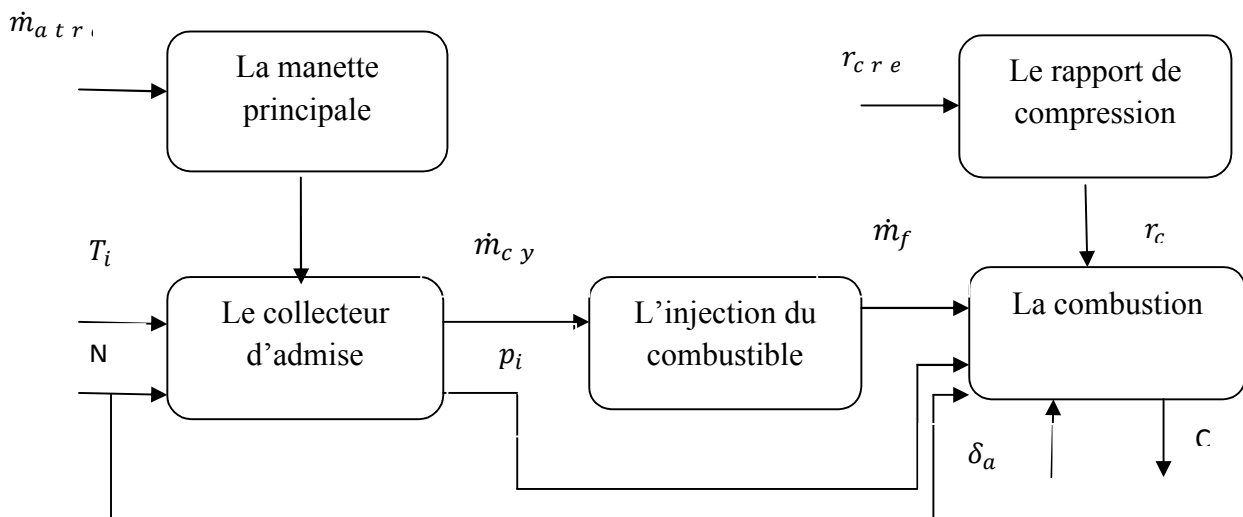


Figure 3.3. Signaux d'entrée et de sortie pour les sous systèmes du moteur et leur connexion.

II-3-1-Récapitulatif des équations du modèle

La suite des travaux présentés dans cette thèse s'appuie sur les résultats obtenus durant ces phases de modélisation et d'identification. Pour cela, on reprend dans cette partie l'ensemble des équations qui seront utilisées pour synthétiser les lois de commande.

Dans la figure ci-dessus, il y a un schéma qui explique la vue d'ensemble du modèle où les flèches indiquent l'écoulement des informations à travers le modèle.

On s'aperçoit que le modèle complet de l'admission d'air consiste en cinq équations principales :

✚ La manette des gaz principale :

$$\frac{d \dot{m}_{at}}{dt} = \frac{1}{\tau_m} (-\dot{m}_{at} + s_{at} \dot{m}_{atref}) \tag{3.29}$$

$$s_{at} \dot{m}_{atref} = \begin{cases} \dot{m}_{max} & \text{if } \dot{m}_{atref} > \dot{m}_{max} \\ \dot{m}_{atref} & \text{if } \dot{m}_{min} \leq \dot{m}_{atref} \leq \dot{m}_{max} \\ \dot{m}_{min} & \text{if } \dot{m}_{atref} < \dot{m}_{min} \end{cases} \tag{3.30}$$

✚ Collecteur d'admission d'air :

$$p_{col} = \frac{R T_{col}}{V_{col}} (\dot{m}_{at} - \dot{m}_{cyl}) \tag{3.31}$$

$$\dot{m}_{cyl} = \frac{V_d}{120 R_c T_l} (s_1 p_{col} + s_2) N_e \tag{3.32}$$

✚ L'injection du combustible :

$$\dot{m}_f = \frac{1}{15} \dot{m}_{cyl} \tag{3.33}$$

✚ Le rapport de compression :

$$\frac{d r_c}{dt} = \frac{1}{\tau_{rc}} (-r_c + r_{cref}) \tag{3.34}$$

✚ La combustion :

$$C_{net} = C_c - C_p - C_f \tag{3.35}$$

Où :

$$C_c = k \left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right) \frac{Q_{hv} \dot{m}_c}{2 \pi N / 60} \tag{3.36}$$

$$C_p = \frac{V_d}{2 \pi n} (p_e - p_{col}) \tag{3.37}$$

$$C_f = A N^2 + B N + C \tag{3.38}$$

Et C_{tot} est calculé par :

$$C_{t o \tau} = C_{n e \tau} - C_i \quad (3.39)$$

Dans ce chapitre, la description des différents modèles régissant le circuit d'admission d'air, la dynamique de l'essence ainsi que le couple d'un moteur thermique à allumage commandé a été abordée où chaque composant du moteur est décrit avec des équations, et paramètres. Cette classe de modèles décrit le comportement moyen d'un à plusieurs cycles du moteur, donc elle est très convenable pour la synthèse des correcteurs.

L'objectif était d'utiliser des représentations mathématiques de faible complexité afin de faciliter l'étape d'estimation des paramètres ainsi que la conception et l'implémentation des lois de commandes en temps réel.

Modéliser un processus n'est pas une fin en soi, il faut que toute anomalie de fonctionnement de ce système soit rapidement détectée puis prise en compte dans la stratégie de commande considérée. Le but de modéliser est de capturer un certain comportement du système dans un mode logique et compact, à un certain niveau d'approximation, donc les modèles obtenus dans cette partie vont être d'abord validés en simulation puis utilisés pour le calcul des lois de commande.

III-Simulations et résultats

Il faut noter que l'outil logiciel utilisé pendant l'étape de la simulation est Matlab/Simulink qui constitue un environnement de développement complet pour les applications liées à l'automatique (boîtes à outils de commande, d'optimisation, modélisation, analyse des systèmes linéaires ou non linéaires, en temps continu ou discret ...).

Par conséquent, l'utilisation de cet outil informatique pour la simulation impose un choix judicieux du pas de calcul et des méthodes de calcul numérique. Pour ne pas perdre en précision, la période d'échantillonnage utilisée pendant l'acquisition des données est la même que celle utilisée pour la simulation des modèles continus. Dans ce chapitre les modèles développés sont construits comme bloc.

Le modèle est validé quant à propriétés statiques et dynamiques. Dans le premier cas les mesures sont faites en négligeant tout les effets dynamiques, ce qui est représenté dans le tableau ci-dessous et les graphes (3.4) et (3.5).

Puis la dynamique du moteur est validée en variant le rapport de compression et le débit massique de la manette en se basant sur les réponses d'un échelon, voir les graphes (3.6) à (3.9).

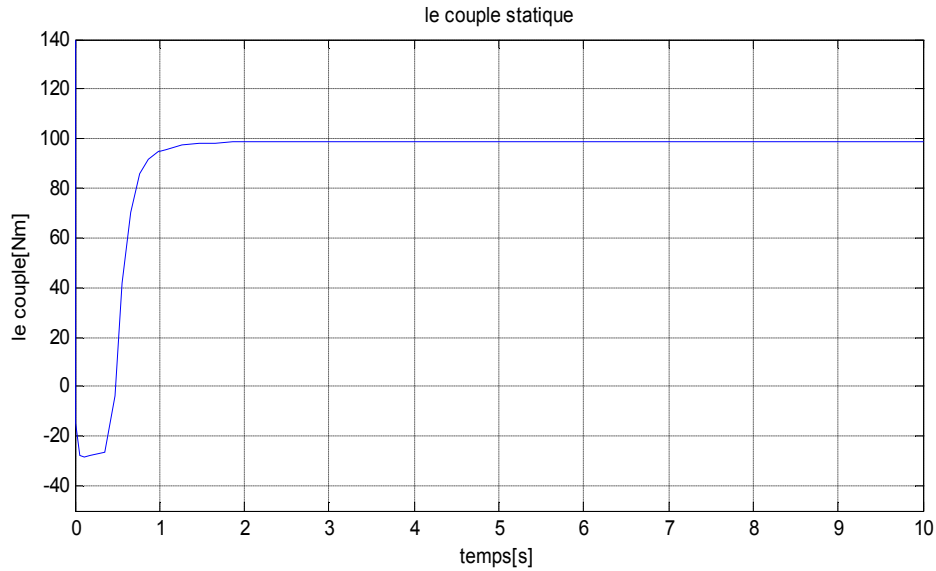


Figure3.4. Réponse statique du couple moteur pour un débit d'air de 0.0237 [Kg/s] et un rapport de compression de 8.

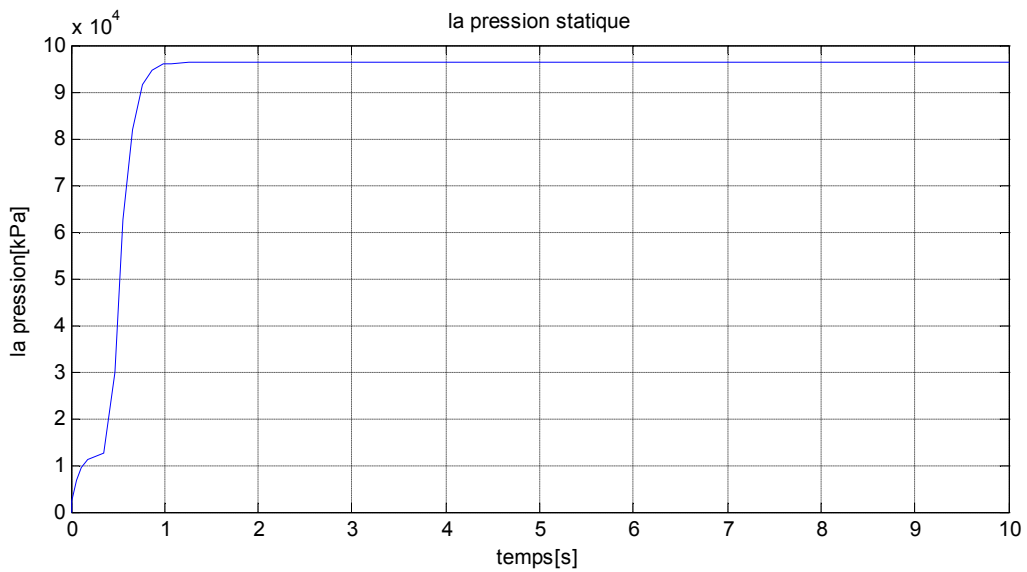


Figure3.5. Réponse statique de la pression du collecteur pour un débit d'air de 0.0237 [Kg/s] et un rapport de compression de 8.

III-1-Tableau de comparaison des résultats

La façon la plus simple de déterminer la qualité du modèle est de comparer le couple modelé avec le couple mesuré pour certains débits massiques, vitesses du moteur, rapports de compression et angles d'allumage.

Un autre paramètre d'intérêt pour la validation du modèle est la pression du collecteur, car elle indique comment le modèle travaille.

Les mesures sont exécutées pour un état stable, mais seulement pour une vitesse de 2000 tr/min et un angle d'allumage optimal. Cette vitesse a été choisie car elle est la vitesse la plus commune pendant la conduite de la voiture et celle utilisée pour les valeurs prises durant le test sur le moteur SVC qu'on va les utiliser pour la comparaison [1].

Les résultats de la simulation sont présentés dans Tableau 3.2.

Tableau 3.2. Validation de l'état stable pour une vitesse de 2000tr/mn.

Entrées		Mesures		Simulations		Erreurs (%)	
$\dot{m}_{a i}$	r_c	$p_{c o}$	C	$p_{c o}$	C	$p_{c o}$	C
0.0072	8	39.7	10.9	38.04	11.74	-4.18	7.70
	10	39.7	14.5	38.04	14.35	-4.18	-1.03
	12	39.7	16.3	38.04	16.35	-4.18	0.30
	14	39.7	17.1	38.04	17.96	-4.18	5.02
0.0126	8	60.2	41.9	57.12	40.32	-5.11	-3.77
	10	60.2	46.9	57.12	44.88	-5.11	-4.30
	12	60.2	49.8	57.12	48.39	-5.11	-2.83
	14	60.2	51.8	57.12	51.21	-5.11	-1.13
0.0237	8	99.3	95.9	96.36	99.07	-2.96	3.30
	10	99.3	105.0	96.36	107.7	-2.96	2.57
	12	99.3	110.4	96.36	114.3	-2.96	3.90

Les unités dans le tableau ne suivent pas toujours la nomenclature standard dans le rapport. Toutes les unités qui apparaissent dans le tableau sont inscrites ici, le débit massique de l'air [kg / s], la pression [kPa] et le couple [Nm].

Dans Tableau 3.2, il peut être vu que l'erreur pour la pression du collecteur et le couple est petite. Mais il peut être noté aussi que l'erreur dans le couple produit varie pour différent débits massiques qui indique que le modèle de la combustion n'est pas vraiment parfait. Une autre chose à noter est que l'erreur du couple est la même pour différent rapports de compression, cela indique que malgré les problèmes avec le modèle de la combustion, il a arrivé comme même à capturer comment le couple dépend de la variation du rapport de compression est c'est le plus important pour nous.

III-2- Graphes

La dynamique du modèle peut être établie en étudiant les réponses à un échelon représenté pour le débit massique et le rapport de compression, qui représente la méthode la plus simple pour obtenir une bonne image. Les réponses pour la variation du débit massique sont montrées dans les figures de (3.6) à (3.7), est celles du rapport de compression dans les figures de (3.8) à (3.9).

D'autres perturbations, ont été aussi testées comme les perturbations sur la pression dans la figure (3.10)

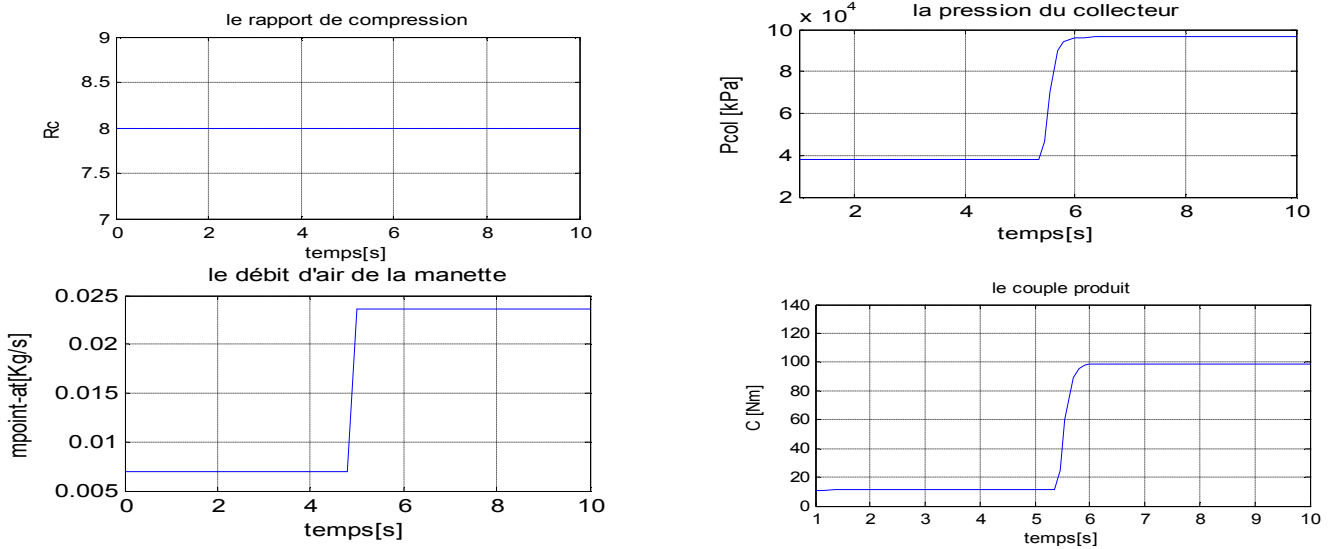


Figure3.6. Réponse de la pression du collecteur et du couple produit pour une variation du débit d'air entre 0.007 et 0.0237, et un rapport de compression fixe (8).

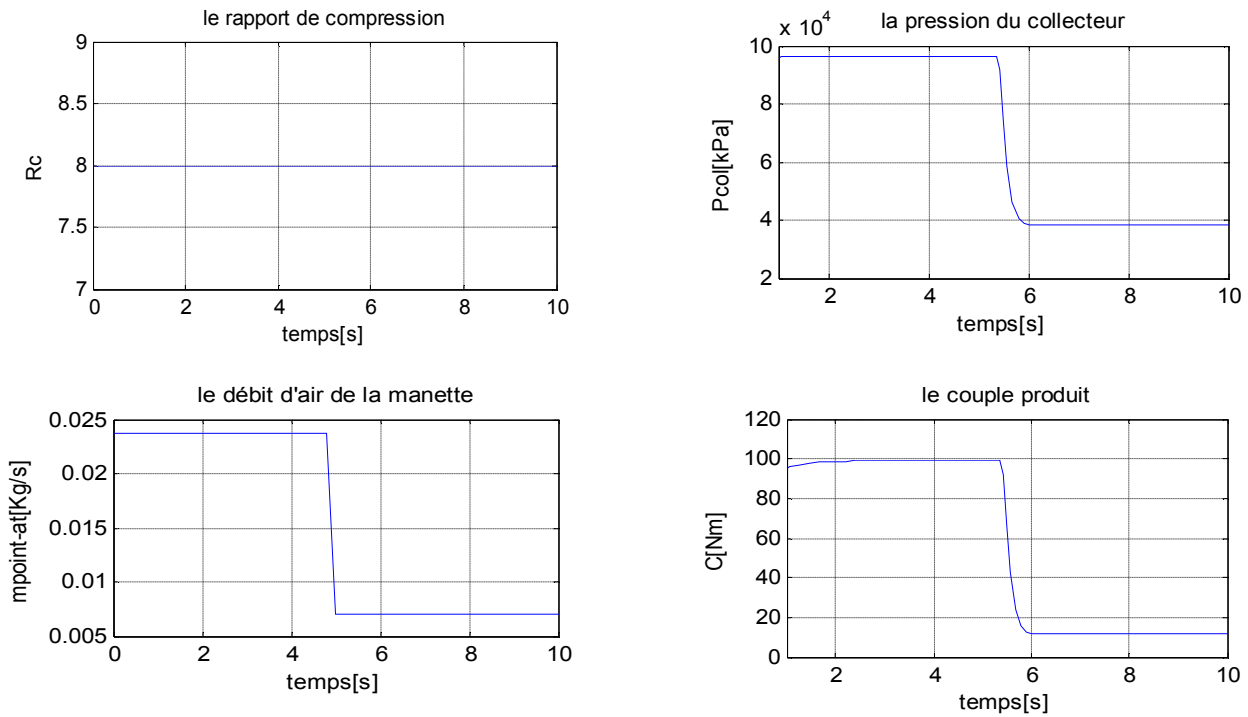


Figure3.7. Variation de la pression du collecteur et du couple pour une variation du débit d'air entre 0.007 et 0.0237 [Kg/s] et un rapport de compression fixe.

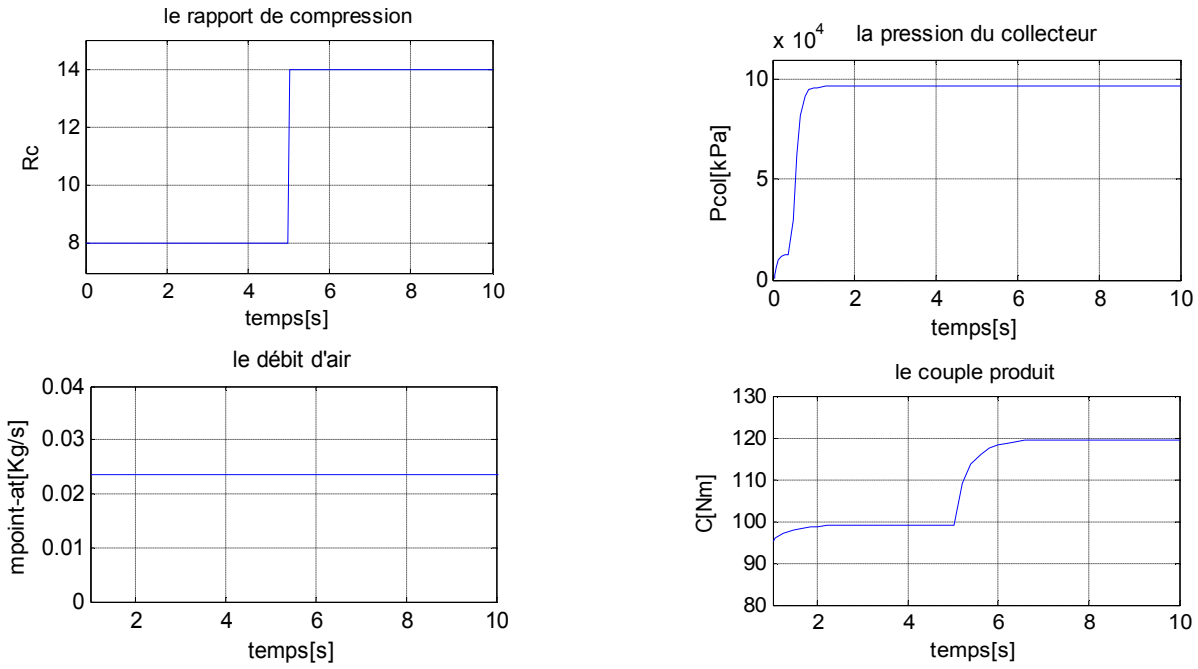


Figure3.8. Variation de la pression du collecteur et du couple pour une variation du rapport de compression entre 8 et 14.

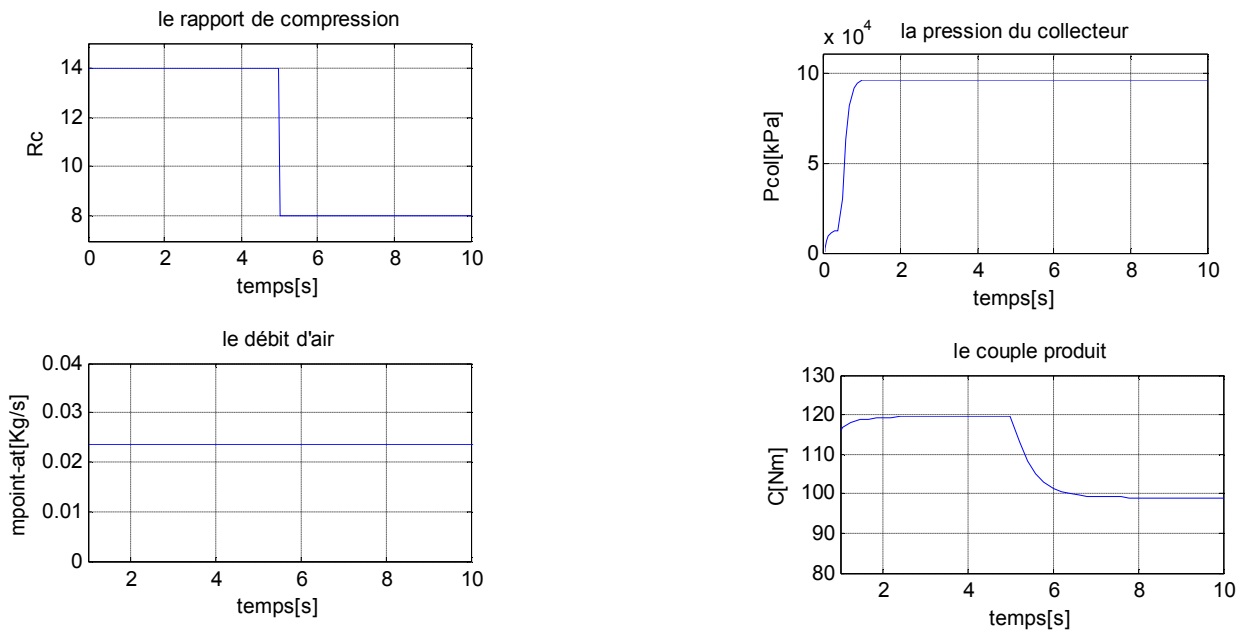


Figure3.9. Variation de la pression du collecteur et du couple pour une variation du rapport de compression entre 14 et 8.

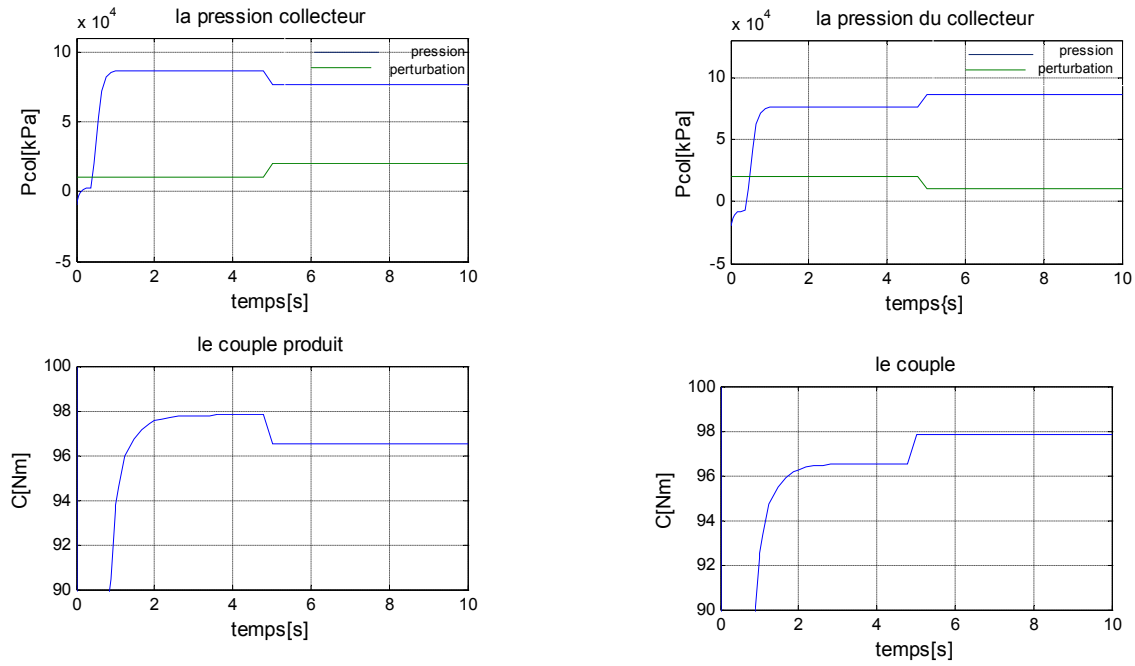


Figure3.10. Variation de la pression du collecteur et du couple pour un échelon de perturbation sur la pression positif/négatif.

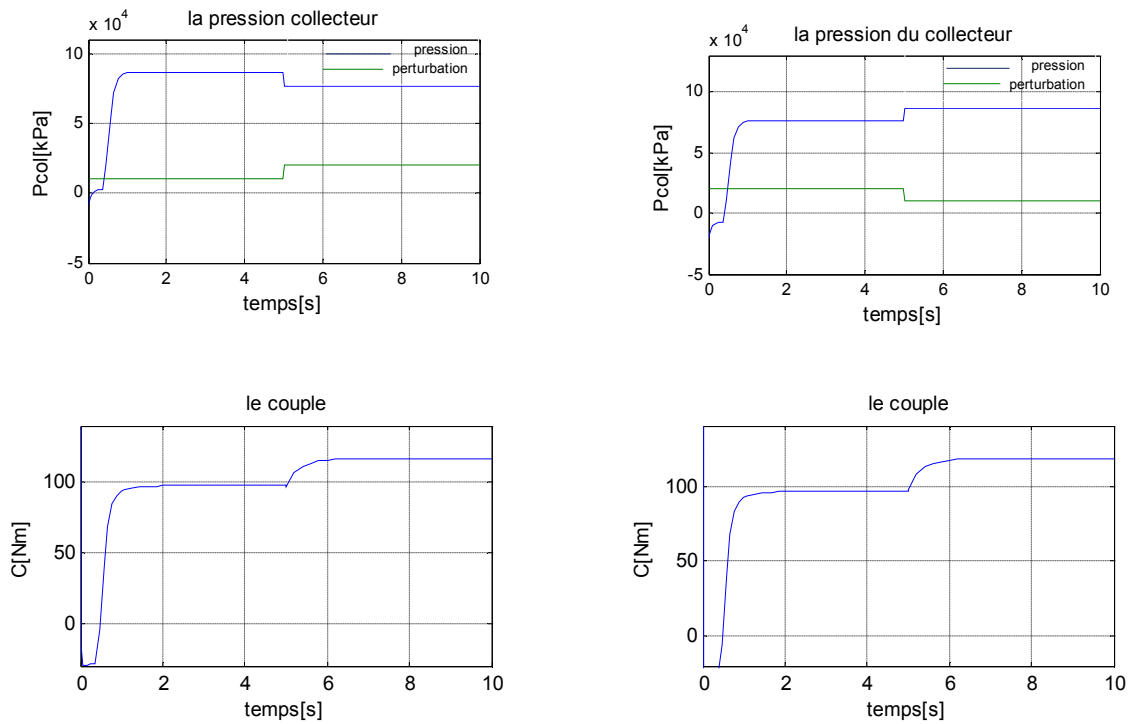


Figure3.11. Variation de la pression du collecteur et du couple pour un échelon de perturbation sur la pression positif/négatif, et un échelon de rapport de compression positif

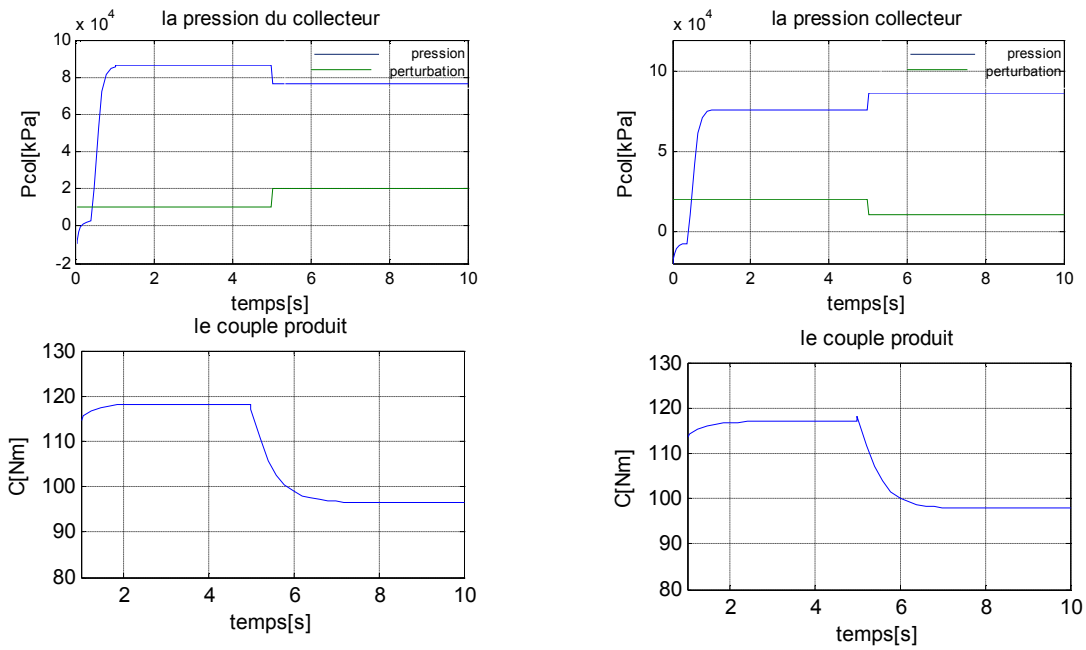


Figure3.12. Variation de la pression du collecteur et du couple pour un échelon de perturbation sur la pression positif/négatif, et un échelon de rapport de compression négatif

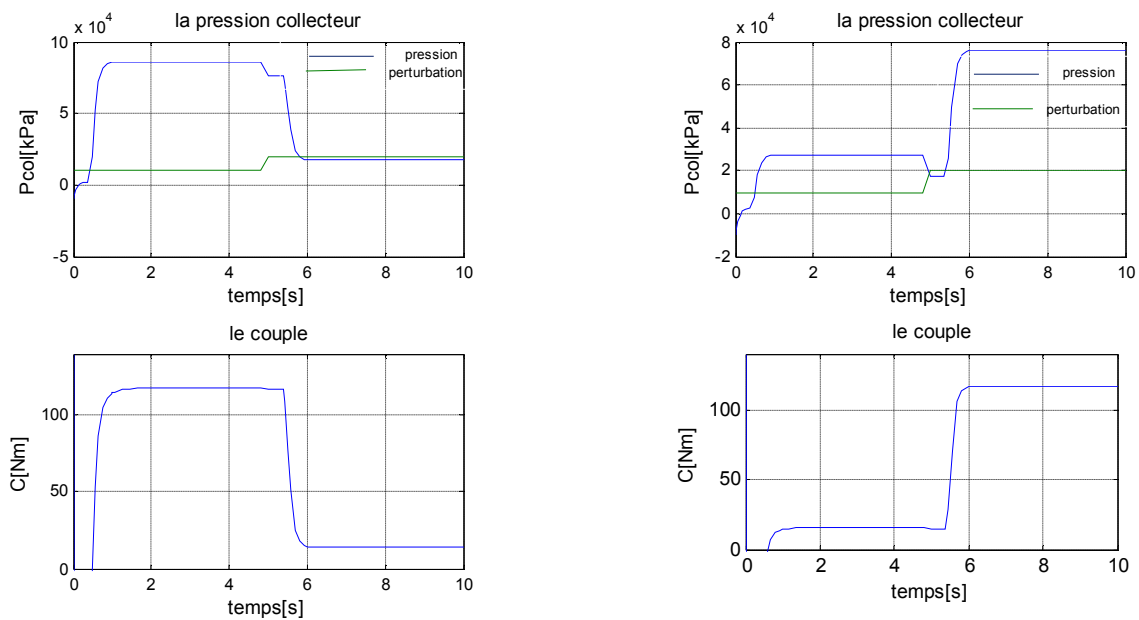


Figure3.13. Variation de la pression du collecteur et du couple pour un échelon de perturbation sur la pression positif, et un échelon sur le débit d'air en entrée négatif/positif

III-3-Interprétation des résultats obtenus

D'après la figure (3.4), on constate que le système est stable en boucle ouverte et sa réponse est non oscillatoire. Chose qui est naturelle, car le moteur en question étant *ouvert*, donc il y aura pas de variations ni dans le débit d'air, ni dans le rapport de compression. On peut dire que la stabilité du moteur est du type *BIBO*.

L'application d'une variation sur le rapport de compression, influence instantanément sur le couple produit (Figures 3.8 et 3.9).

Les perturbations sur le débit d'air de la manette des gaz en entrée (*grandeur de commande*) induisent aussi des changements dans le même sens sur le couple en sortie, et aussi sur la pression du collecteur mais on observe un temps de retard dans la réponse dû à la propagation d'air le long du moteur (Figures 3.6 et 3.7).

On constate aussi que le système est affecté par les variations sur le débit beaucoup plus que le rapport de compression, ce qui est normal vu que les niveaux de variations de ces grandeurs en pratique ne sont pas les mêmes.

On note aussi qu'un échelon de perturbation positif/négatif sur la pression du collecteur induit une variation sur la pression du collecteur et le couple produit dans le sens inverse ; mais cette influence est très petite par rapport aux autres perturbations (Figure 3.10), et leur influence est négligée devant les perturbations du rapport de compression et du débit (Figures 3.11 à 3.13).

A travers ces simulations on remarque que le système présente une *dissymétrie* pour la perturbation positive sur la pression.

D'après les graphes en dessus, on peut expliquer les caractéristiques dynamiques du système comme suit:

III-3-1-Pression du collecteur

D'après les résultats dans le tableau et les figures (figure 3.6 à figure 3.9), le modèle obtenu permet de reproduire correctement le comportement du système réel. L'erreur, pendant le régime statique et les variations lentes de la pression, est minimale. Cependant, l'erreur de la pression du collecteur est un peu plus élevée pendant les transitoires rapides et d'amplitude

assez grande de la manette principale. Cette erreur est due au fait que les modèles des débits utilisés sont des relations statiques. En outre, la mesure du débit d'air est effectuée à une distance importante, ce qui induit des imprécisions. Une autre cause éventuelle concerne la modélisation des capteurs qui pourrait améliorer notamment la précision des modèles pendant les transitoires. En outre, il faut noter que le fait d'avoir négligé la modélisation des éléments en amont de la vanne papillon ainsi que la dynamique de la température d'admission induit une erreur transitoire additionnelle à ce modèle. Cependant, cette représentation permet d'avoir un bon compromis entre complexité et précision pour les besoins de commande envisagés.

III-3-2-Couple du moteur

Pendant les régimes stationnaires du couple, l'erreur de modélisation est relativement faible, les figures du couple montrent que l'erreur d'estimation du couple pour cet essai, est inférieure à la mesure du couple en statique, ce qui reste acceptable par rapport aux limites imposées par les moyens expérimentaux utilisés pour mesurer le couple produit.

Il à noter que même la perturbation sur la pression, peut influencer notre système car elle modifie le couple produit.

Il y on a d'autres perturbations sur ce système qui ne sont pas prises en compte dans cette thèse, car ne font pas partie de notre étude.

IV-Constitution de la fonction de transfert

IV-1-Etude préliminaire

Pour choisir la bonne structure du contrôleur, c'est très important d'avoir autant de connaissance sur le système à commander. Le but de cette partie est de rassembler les informations, sur ce système, qui émerge durant la construction du modèle, pour cela quelques signaux du système vont être discutés ci-dessous dans le but du contrôle de couple.

IV-1-1-Débit d'air dans la manette

Ce signal est le signal qui utilise le conducteur pour contrôler le couple du moteur à l'aide du frein, donc il est naturel qu'il soit le signal de sortie pour le contrôleur. La constante du temps du débit de la manette jusqu'au couple est 0.5s [1].

IV-1-2-Angle d'allumage

Avec l'angle d'allumage c'est possible de contrôler beaucoup plus vite le couple qu'avec le débit massique d'air. La constante du temps pour l'angle d'allumage jusqu'au couple est dans l'ordre d'un cycle du moteur, et par conséquent instantané dans notre point de vue.

Une alternative serait d'utiliser ce signal comme un signal de la production complémentaire. Mais les inconvénients avec ce signal sont de quelque manière qu'il a une influence directe sur l'efficacité du moteur, donc si on le change de sa valeur optimale, il peut donner au moteur une pauvre économie du combustible. Une autre chose qui fait de l'angle d'allumage inapte pour ce but est que le changement de sa valeur optimale pousse le moteur à commencer à heurter, et cela est extrêmement dangereux pour un moteur [1,9]. Donc l'idée de faire de l'angle d'allumage comme un signal complémentaire a été rejetée.

IV-1-3-Rapport de compression

Le rapport de compression est en général commandé par le système du contrôle du moteur mais dans notre cas il est vu comme une perturbation mesurable.

IV-1-4-Couple

Le choix le plus naturel quand on construit un contrôleur pour le couple est de réaliser un feed-back et laisser l'erreur entre un couple de référence et le couple produit gouverne le contrôleur. Mais sur un moteur, le couple produit ne peut pas être mesuré ; il est estimé avec un observateur.

IV-1-5-Récapitulatif

D'après ce qui a été développé ci-dessus une structure du contrôle avec les signaux d'entrée : le couple de référence et le couple estimé, et le signal du débit massique d'air comme sortie, serait le meilleur choix.

Mais le seul problème avec cette structure est que le signal de sortie est plus lent que le signal de perturbation. Cela veut dire que les effets de la perturbation ne peuvent jamais être complètement rejetés, mais c'est la raison pour la quelle on va réaliser une commande qui peut réduire l'effet de la perturbation.

IV-2-Fonction de transfert

Quand on développe un algorithme du contrôle, il est bon et quelquefois nécessaire de savoir comment se comporte la fonction du transfert pour les différents signaux. La fonction du transfert la plus importante de cette thèse est celle entre le débit massique d'air et le couple.

Si la saturation de la manette des gaz, son délai et l'angle d'allumage est négligé dans le modèle [1], un modèle pour un rapport de compression fixe peut être décrit comme suit :

$$\frac{d \dot{m}_{at}}{dt} = \frac{1}{\tau_m} (-\dot{m}_{at} + \dot{m}_{atref}) \tag{3.40}$$

$$\frac{d p_{o l}}{dt} = \frac{R T_{c o l}}{V_d} \dot{m}_{a t} - \frac{V_d N / 60 \mathcal{S}}{2 V_{c o l}} - \frac{V_d N / 60 \mathcal{S}}{\underbrace{2 V_{c o l}}_a} \tag{3.41}$$

$$C = \left(\frac{k Q_h v V_d s_1}{60 \pi R_c T_l} \left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right) + \frac{V_d}{2 \pi(n_r)} \right) p_{o l} + \frac{k Q_h v V_d s_2}{30 \pi R_c T_l r} \left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right) - \frac{V_d p_e}{2 \pi(n_r)} - A N^2 + B N + C \tag{3.42}$$

Mais il est encore un système non linéaire, et il ne peut pas être décrit avec une fonction de transfert. Donc en négligeant les déplacements statiques dans la dernière équation, et le terme a, un système linéaire d'après [1] qui capture encore les dynamiques est décrit comme suit :

$$\frac{d \dot{m}_{at}}{dt} = \frac{1}{\tau_m} (-\dot{m}_{at} + \dot{m}_{atref}) \tag{3.43}$$

$$\frac{d p_{o l}}{dt} = \frac{R T_{c o l}}{V_d} \dot{m}_{a t} - \frac{V_d N / 60 \mathcal{S}}{2 V_{c o l}} \tag{3.44}$$

$$C = \left(\frac{k Q_h v V_d s_1}{60 \pi R_c T_l} \left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right) + \frac{V_d}{2 \pi \eta} \right) p_{c o l} \tag{3.45}$$

Et la fonction de transfert peut être définie :

$$G1(s) = \frac{\frac{R T_{c o l}}{V_d \tau_m} \left(\frac{k Q_h v V_d s_1}{60 \pi (R_c T_l)} \left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right) + \frac{V_d}{2 \pi(n_r)} \right)}{\left(s + \frac{1}{\tau_m} \right) \left(s + \frac{V_d N / 60(s_1)}{2 V_{c o l}} \right)} \tag{3.46}$$

Cette équation montre clairement que l'un des pôles dépend de la vitesse du moteur, qui implique qu'on peut concevoir de différents contrôleurs pour différentes vitesses.

IV-2-1-Simulations

La réponse du système représenté par sa fonction de transfert en B.O est représentée dans la figure suivante :

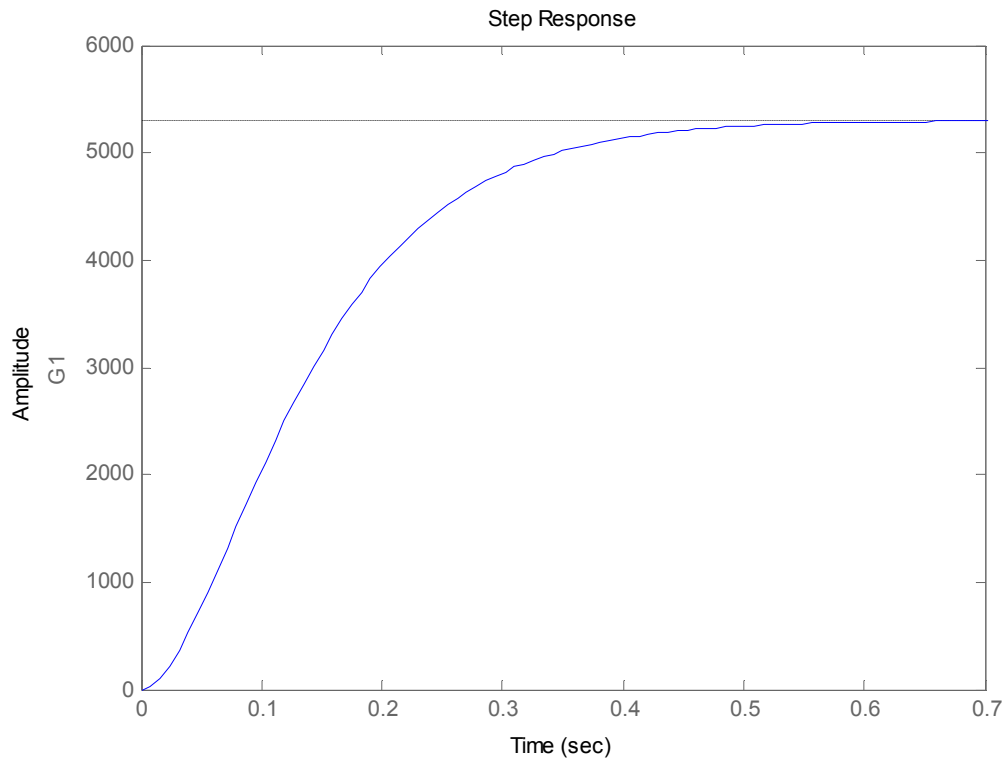


Figure 3.14. Réponse de G1 en B.O à un échelon

V-Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons développé en premier lieu un modèle mathématique dynamique décrivant le fonctionnement d'un moteur thermique à combustion interne à partir des principes fondamentaux concernant l'écoulement de l'air le long du moteur et des équations de bilan de masse et d'énergie.

Le moteur étudié est un moteur à taux de compression variable opérant à vitesse constante, en ayant utilisé les mesures obtenue sur le SVC. Le modèle obtenu est non linéaire et à phase non minimale où chaque sous modèle est régi par des équations différentielles.

Les simulations de la réponse en boucle ouverte à des échelons de perturbation sur les rapports de compression et sur le débit en entrée ont montré que le système est stable en

boucle ouverte, on constate aussi une dissymétrie de comportement entre les échelons positifs et négatifs de perturbations sur la pression du collecteur.

Le système présente un temps mort sur les réponses du couple dû à la perturbation de l'air le long de son écoulement.

L'étape suivante consiste à contrôler le système par l'une des techniques de commande des systèmes non linéaires, à phase non minimale. La commande qui a été choisie s'appelle la commande à modèle interne et qui va être le sujet du chapitre suivant.

Chapitre IV

La commande à modèle interne et l'approximation du PI

I-Introduction

Classiquement, le problème de la commande automatique des systèmes s'est posé en termes de régulation et asservissement. L'utilisateur de ce système fixe une consigne que le système automatisé doit atteindre, malgré la présence des perturbations ou bruits divers. Ces objectifs de poursuite de consigne et de rejet de perturbation sont spécifiés dans un cahier des charges soumis au concepteur de la loi de commande.

Le travail de l'automaticien est alors de confronter ce cahier des charges avec le système physique dont il doit assurer le contrôle ; cette étape consiste à obtenir un modèle mathématique (qui a été le sujet du chapitre précédent), directement utilisable pour la synthèse du régulateur (la loi de commande). Notons que le choix de la structure de commande est lié à la nature du procédé d'une part, et d'autre part aux objectifs fixés.

Dans ce chapitre, on va décrire le développement et l'évaluation de l'algorithme du contrôleur, en trois étapes ; d'abord on justifie notre choix, et ensuite on décrit son principe utilisé, puis on l'applique sur notre modèle en calculant les paramètres demandés, et finalement on teste les résultats trouvés s'ils coïncident avec le but de la commande.

II- Objectifs de notre commande

Notre but principal dans ce travail est d'augmenter les performances du moteur à compression variable, et cela ne peut être réalisé si et seulement si :

- Les variations dans le couple, dues aux variations du rapport de compression, sont presque réduites,
- La variable contrôlée suit bien la référence du système.

Le seul problème avec ces deux exigences, est qu'il y a un compromis entre les deux ; donc il est très important de trouver la meilleure structure de commande qui donnera de bons résultats pour ces deux objectifs au même temps.

Dans la littérature, plusieurs structures de commande ont été proposées, mais pour choisir la plus efficace entre eux, il faut d'abord essayer la plus simple, et la commande classique la plus simple est le contrôleur PID, mais d'après ce qui a été démontré auparavant, ce genre de régulateur ne peut pas commander directement un système à phase non minimale. Ce qui nous a menés à utiliser la commande à modèle interne CMI, l'avantage avec cette

commande est sa manière facile de configuration du contrôleur et de ses paramètres, de façon qu'elle ne laisse qu'un seul paramètre à déterminer, contrairement au PID, où on doit calculer trois paramètres.

III- Commande à modèle interne

III-1- Historique

La structure de la commande à modèle interne CMI(ou Internal model control IMC) a été proposée par Horowitz, mais développée par Morari et ses coéquipiers (Garcia et Morari, 1982 ; Rivera et al, 1986), où elle a été appliquée aux systèmes linéaires et stable en boucle ouverte.

Depuis plusieurs années, cette approche a fait l'objet de beaucoup de sujets de recherche :

- Elle a été appliquée dans plusieurs théories :
 - ✚ L'utilisation d'IMC pour la conception du régulateur PID (Rivera et Morari.1986).
 - ✚ L'amélioration du PID à base d'IMC, qui a été obtenue par Rivera, mais apportée par D.Braatz (1996).
 - ✚ L'utilisation d'IMC aux systèmes instables (K.Yamada 1999).
- Elle a été hybridée avec des outils d'intelligence artificielle, pour le contrôle des systèmes incertains et non linéaires.
- Elle a été appliquée à la logique floue, les réseaux de neurones et d'autres (l'approche IMC neuronale proposée par A. Aoyama, 1995, Dang, Xu et Li, 2009).

Ses origines se trouvent dans la commande des processus chimiques qui sont particulièrement difficiles à modéliser, mais elle a été aussi appliquée à la commande des machines synchrones et asynchrones et dans les convertisseurs statiques de puissance [6, 12,13,].

III-2- Principe de la commande

"Une synthèse de régulateur n'est structurellement stable que si le régulateur utilise en feedback les variables régulées et incorpore, dans la boucle fermée, un modèle convenablement recopié de la structure dynamique du signal exogène que le régulateur est censé contrôler." [4].

Tout écart par rapport au modèle est ramené à l'entrée du bloc commande, qui est vu comme une perturbation équivalente à compenser, le bloc de la commande agit alors simultanément sur le processus et le modèle pour annuler l'écart. En effet, la commande modèle interne présente une action intégrale implicite. [6].

III-3- Structure de base

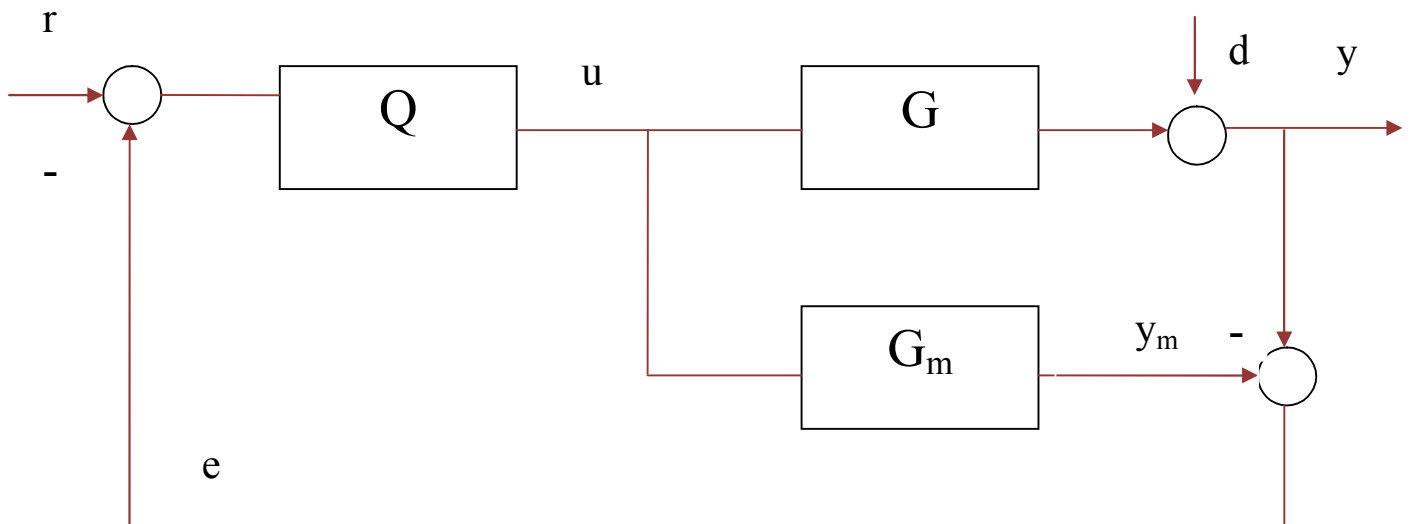


Figure 4.1. Structure de base de la CMI.

La CMI possède la structure illustrée dans la figure 4.1 ; où :

G : le procédé ou le système réel, G_m : le modèle nominal, Q : le correcteur, d : la perturbation, r : la référence, e : le signal de retour qui exprime l'écart entre la sortie du procédé y et la sortie y_m du modèle. Ce signal n'est rien d'autre que le signal d'erreur qui comprend les erreurs de modélisation ainsi que la perturbation extérieure, u : le signal de commande qui attaque les entrées du procédé et son modèle [13].

Pour aboutir à la relation existante entre la sortie y et la référence r , on suit les étapes suivantes :

$$e = y - y_m \quad (4.1)$$

$$z = r - e \quad (4.2)$$

$$u = Q z \quad (4.3)$$

$$\text{Ces trois équations donnent : } u = Q (r - (y - y_m)) \quad (4.4)$$

$$y = G u + d \quad (4.5)$$

$$y_m = G_m u \quad (4.6)$$

Et donc le signal de commande sera :

$$u = \frac{Q(r - \hat{y})}{1 + Q(G - \hat{G})} \quad (4.7)$$

Et finalement :

$$y = \frac{G Q}{1 + Q(G - \hat{G})} r + \frac{1 - Q\hat{G}}{1 + Q(G - \hat{G})} d \quad (4.8)$$

Ce résultat reste le même soit pour le cas continu, ou pour le cas discret, et on peut même le généraliser pour le cas multivariable, on trouve :

$$y = G[I + Q(G - G_m)]^{-1} Q r + [I - G[I + Q(G - G_m)]^{-1} Q] d \quad (4.9)$$

Tel que r et y sont des vecteurs [12].

III-4-Avantages de la CMI

III-4-1-Combinaison entre la B.O et la B.F

La structure de la CMI est l'une des structures de commande qui a trouvé sa place dans l'industrie à cause de sa simplicité et sa robustesse du fait qu'elle combine entre les avantages de la boucle ouverte et la boucle fermée.

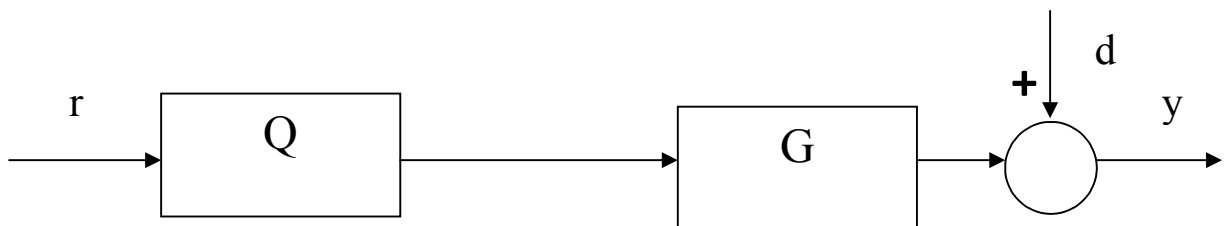


Figure 4.2. Structure de la commande en B.O [12].

- ❖ Dans le cas de régulation de système stable, avec la parfaite connaissance de ce dernier, la solution la plus simple est la régulation en boucle ouverte avec un choix du régulateur :

$$Q = G^{-1}$$

- Maintenant si G est propre, à degrés relatif non nul ou à phase non minimale, le régulateur devient instable, car la réversibilité de G devient irréalisable.

- En absence des perturbations, la sortie sera : $y = G * Q * r = r$

Mais cela ne peut plus être réalisé car on peut jamais avoir un modèle mathématique exact à 100%, donc la sortie sera sensible aux erreurs de modélisation.

- En présence des perturbations, si on néglige les erreurs de modélisation, la sortie sera : $y = r + d$

On voit bien que la sortie est biaisée avec ces perturbations, et comme on n'a pas de feedback, le régulateur ne peut pas les compenser.

❖ D'où l'utilisation de la structure conventionnelle du feedback.

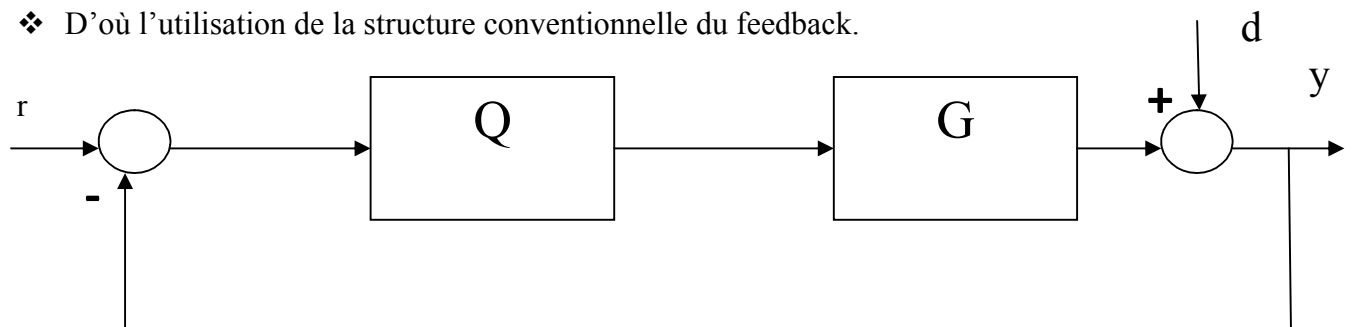


Figure 4.3. Structure Feedback classique.

En effet, le retour de sortie peut entraîner le système bouclé à une instabilité, alors la conception du correcteur stabilisant la boucle devient une tâche difficile.

Finalement, la structure qui combine les avantages des deux structures précédentes est la structure IMC. En absence d'erreurs de modélisation, le signal de retour devient nul, et la structure IMC devient équivalente à une structure de régulation en boucle ouverte. Voir figure (4.1). Et le retour du signal d'erreur permet de compenser l'effet des perturbations et de réaliser la robustesse [16].

III-4-2-Saturation de la commande

La structure IMC est plus adaptée que la structure Feedback classique, pour les commandes saturées, car la sortie du contrôleur (u) est appliquée au procédé et au modèle. Ce qui permet, malgré la saturation, de modifier la consigne, à l'aide de l'écart toujours représentatif de l'évolution entre la sortie du modèle et celle du procédé [13].

III-5-Propriétés fondamentales de la CMI

III-5-1-Stabilité

Supposons que le modèle décrit parfaitement le procédé, alors la commande et les sorties seront stables et donc tout le système sera stable si et seulement si le procédé G et le correcteur Q sont tout les deux stables, c'est la condition de stabilité interne, ainsi cette propriété est celle d'une structure en boucle ouverte. Pour un système stable en boucle ouverte, la structure IMC assure la stabilité de la boucle fermée, pourvue que Q soit stable. Ce qui n'est pas le cas avec la boucle feedback classique.

Mais la situation la plus rencontrée en pratique, est que le modèle n'est pas parfait, à cause des erreurs dues à la modélisation, ceci peut entrainer une déstabilisation de la boucle ; l'équation caractéristique du système bouclé est donnée par :

$$1 + Q(G - G_m) = 0 \quad (4.10)$$

Donc il y aura un signal d'écart qui contient la perturbation et les erreurs de modélisation, le niveau des écarts admissibles dépend de la manière à déterminer le correcteur ; d'où la nécessité d'insérer un filtre pour assurer qu'une désadaptation du modèle interne n'entraîne pas une détérioration importante des performances et pour séparer le problème de la synthèse du celle de la stabilité. Ce filtre est nommé le filtre de robustesse, et l'équation caractéristique devient alors :

$$1 + Q F(G - G_m) = 0 \quad (4.11)$$

Ce filtre a une grande importance car il permet de stabiliser le système en B.F, introduire une certaine robustesse vis-à-vis les erreurs de modélisation, et assurer le rejet des perturbations.

La nouvelle équation caractéristique expliquera le premier point, car elle est un outil pour imposer les pôles en B.F. Et comme le filtre F est en général un filtre passe bas, son rôle est de filtrer les signaux indésirables, qui expliqueront le 2^{ème} et le 3^{ème} point.

III-5-2-Performances et Robustesse

La sensibilité de la structure CMI est calculée comme suit :

$$S = \frac{y}{d} = \frac{1 - Q_m G}{1 + Q(G - G_m)} \quad (4.12)$$

$$\text{Et la sensibilité complémentaire : } T = \frac{y}{r} = \frac{G Q}{1 + QG - \mathcal{H}} \quad (4.13)$$

Q est choisi de telle sorte que $\|S\|$ soit minimal, pour un rejet de perturbation maximal et $\|T\| \leq 1$ pour une meilleure poursuite.

Si en présence des erreurs de modélisation, on a $G(s) = G_m(s)(1 + \Delta(s))$

$\Delta(s)$: représente l'erreur de modélisation multiplicative. Et si on considère que $\Delta(s) < |W(j\omega)|$, $\omega \in \mathcal{R}$ tel que $\Delta(s)$ ne change pas le nombre de pôles stables de $G(s)$ et $W(s)$ est une fonction de transfert stable et réelle, alors la condition de la stabilité robuste est résumée dans le théorème suivant :

Théorème :

La condition suffisante et nécessaire de stabilité robuste pour que la structure de CMI de base avec des erreurs de modélisation $\Delta(s)$ est :

$$|Q(j\omega)G_m(j\omega)W(j\omega)| \leq 1, \omega \in \mathcal{R}$$

Remarque :

On a toujours des erreurs de modélisation dues aux paramètres variant en fonction de l'environnement (procédé biologiques, biochimique,...), réduction d'ordre du système. Ces erreurs deviennent importantes en hautes fréquences [12,13].

III-6-Analogie entre la structure CMI et la boucle fermée classique

Pour passer d'une commande à l'autre, il suffit de calculer le correcteur équivalent.

III-6-1-Passage de la CMI vers la B.F

La relation entre eux est donnée par :

$$C_{BF} = \frac{Q_{CMI}}{1 - \mathcal{H}Q_{CMI}} \quad (4.14)$$

Le schéma équivalent est le suivant :

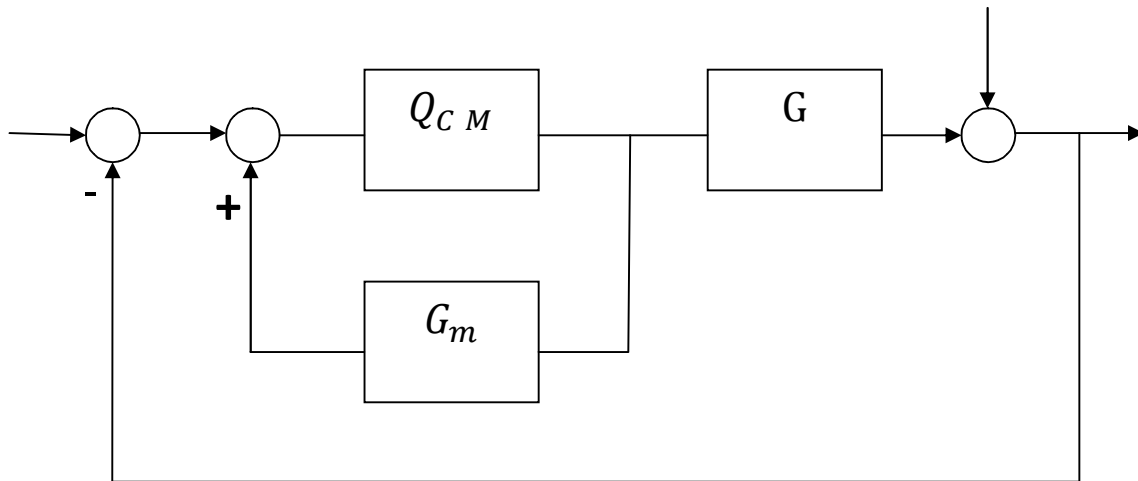


Figure 4.4. Structure Feedback équivalente.

III-6-2-Passage de la B.F vers la CMI

On peut trouver une autre forme équivalente montrée dans la figure 4.5, dont le correcteur de la CMI équivalent est donné par :

$$Q_{CM} \bar{F} = \frac{C_{BF}}{1 + \bar{m}C_{BF}} \tag{4.15}$$

Remarque : Si la commande est saturée, on n'aura pas l'équivalence entre la CMI et la boucle fermée classique, à cause de la difficulté d'intégration des non linéarités dans le correcteur en cascade.

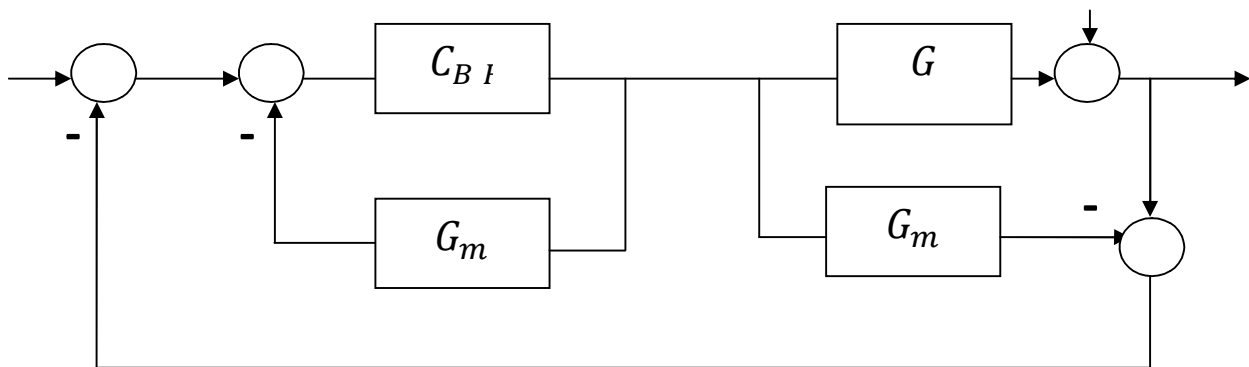


Figure 4.5 Structure de la CMI équivalente.

III-7-Régulateur CMI

III-7-1-Conditions sur le régulateur

Vu les problèmes de divergence et de réalisabilité du régulateur, ce dernier doit obéir à certaines conditions, il doit être :

- stable de type BIBO (Bounded input Bounded output), c'est-à-dire il ne doit pas contenir des pôles dans le demi plan droit.
- propre ou strictement propre.
- Causal, et ne doit en aucun cas contenir de prédiction.

III-7-2-Synthèse du régulateur basée sur l'inversion du modèle

Nous avons mentionné que le choix idéal correspond à un correcteur équivalent en B.F infini :

$$C_{BF} = \frac{Q_{CMI}}{1 - \mathcal{H}Q_{CMI}} = \infty \quad (4.16)$$

Pour résoudre ce problème, on va traiter tous les cas rencontrés en pratique.

a) le modèle a plus de pôles que des zéros

On utilise le correcteur suivant :

$$Q(s) = f(s) \cdot G_m^{-1}(s) \quad (4.17)$$

Tel que : $f(s)$ est un filtre qui représente le modèle de référence et de la forme suivante :

$$f(s) = \frac{1}{(\tau_c s + 1)^n} \quad (4.18)$$

n est choisi tel que Q soit réalisable ($\text{den} \geq \text{num}$), en général on prend n qui donne un degré relatif nul, τ_c représente le paramètre qui peut être ajusté pour assurer une bande passante désirée du système bouclé.

b) le modèle a un zéro instable

Si le modèle est à phase non minimal, il existe deux possibilités à suivre,

-Soit on ignore $-\beta s + 1$ du numérateur lorsqu'on forme Q .

-Soit on remplace $-\beta s + 1$ par $\beta s + 1$. Ceci donne uniquement une phase d'erreur et non pas une amplitude d'erreur dans le modèle.

Après avoir régler le problème du zéro instable, on suit le même parcours de l'étape 1.

c) le modèle possède un retard pur

-On ignore $e^{-\tau}$ lorsqu'on calcule Q .

-On approxime $e^{-\tau s}$ par Padé en le remplaçant par $\frac{1 - \tau/2s}{1 + \tau/2s}$ et on suit l'étape 2.

d) le cas MIMO

Le cas multivariable est très intéressant à étudier puisqu'il permet le découplage du système (car le produit d'une matrice avec son inverse donne l'identité) et il existe une possibilité de traiter les systèmes ayant plusieurs retards purs différents.

On propose la méthode de synthèse basée sur l'inversion du modèle qui doit être une matrice de transfert carrée, donc le correcteur a la forme suivante :

$$Q = F \cdot G_m^{-1} \tag{4.19}$$

$$\text{Avec } F = \text{diag} \left(\frac{1}{(\tau_{c1} + 1)^{r1}}, \dots, \frac{1}{(\tau_{cn} + 1)^{rn}} \right)$$

Où même, on peut avoir :

$$F = \text{antidiag} \left(\frac{1}{(\tau_{c1} + 1)^{r1}}, \dots, \frac{1}{(\tau_{cn} + 1)^{rn}} \right)$$

n , τ_{c1} et r_n sont respectivement le rang de G_m^{-1} , les bandes passantes désirées et les degrés relatifs dans les éléments diagonaux de G_m^{-1} sans considérer les zéros instables.

Pour conserver la validité du régulateur, conçu jusqu'à maintenant (sous hypothèse $\Delta G \approx 0$), il faut s'assurer qu'au moins le modèle est valide dans la plage de fréquence du fonctionnement du système qui nous intéresse. Et ceci est réalisé avec un choix approprié de la constante du temps du filtre, à l'intérieur de la plage de fréquence où le modèle est plus proche du système réel, qui limitera la bande passante du système en B.F avec une valeur suffisamment importante.

Mais, il est à noter que cette constante du temps ralentit la dynamique du système bouclé. Donc, il faut savoir la choisir pour réaliser le meilleur compromis entre robustesse et performance [12].

III-7-3-Factorisation de $G_m(s)$

L'inversion n'est pas réalisable dans la majorité des cas de régulation de processus réels :

- Dans le cas où G_m est à phase non minimale : le système en boucle fermé devient instable (la divergence de la sortie du régulateur).

- La majorité des systèmes physiques ou chimiques, ont un temps mort t_m représenté dans le domaine de Laplace par : e^{-st_m} qui représente une prédiction dans le domaine temporel, celle-ci est irréalisable.
- Si G_m possède un degré relatif différent de zéro alors $Q(s)$ est impropre. Une faible perturbation en haute fréquence déstabilise le système $\lim_{s \rightarrow \infty} Q(s) = \infty$

La factorisation est une étape très importante, car elle permet de réaliser les conditions citées en-dessus, qui assurent la stabilité et la réalisabilité de $Q(s)$. Dans cette étape, le modèle mathématique est considéré exact ($\Delta G = 0$).

On factorise G_m comme suit : $G_m(s) = G_m^-(s) * G_m^+(s)$

$G_m^-(s)$: contient les termes à phase minimale de G_m , $G_m^+(s)$: contient tous les termes qui donnent une phase non minimale (temps mort, les zéros instables, etc).

La sensibilité et la sensibilité complémentaire deviennent :

$$S(s) = 1 - G_m^+(s) * f(s)$$

$$T(s) = G_m^+(s) * f(s)$$

Le choix de $G_m^+(s)$:

Pour réaliser les performances, il faut que $T(s)=1$, ce qui donne $|G_m^+(s) * f(s)| = 1$

III-7-4-Modèle de référence

Maintenant on va vérifier le reste des conditions ; pour rendre ce contrôleur propre, on multiplie G_m^- par un filtre passe bas ; permettant à l'inverse du modèle nominal d'être réalisable, qu'on va appliquer lors de la synthèse du régulateur pour réaliser le meilleur compromis entre performances et robustesse par le biais d'un seul paramètre, il est préférable pour ce filtre de le prendre de premier ordre, pour avoir une bonne dynamique, ceci est applicable pour les modèles ayant un degré relatif égal à 1 (sans considérer les zéros instables).

Pour maintenir la réponse à une valeur donnée, on rajoute un précompensateur de gain égal à la valeur désirée [12].

La sélection du filtre :

Si les d ou r sont de type échelon, il faut vérifier la propriété :

$G_m^+(0) * f(0) = 1$, d'après les relations précédentes, on a $G_m^+(0) = 1$ alors $f(0) = 1$

Le filtre le plus simple et qui justifie les conditions précédentes est [13,16] :

$$f(s) = \frac{1}{(\lambda*s + 1)^r} \quad (4.20)$$

Et le régulateur donc est calculé comme suit :

$$Q(s) = \frac{G_m^{--1}}{(\lambda*s + 1)^r} \quad (4.21)$$

III-7-5-Critères de performances pour les systèmes en BF

Idéalement, on veut que le système bouclé satisfasse les critères de performances suivants :

1. Le système de la BF doit être stable.
2. Les effets de la perturbation sont minimisés en assurant un bon rejet de perturbation.
3. Avoir une réponse rapide assurant une bonne poursuite.
4. Eliminer l'erreur statique.
5. Eviter l'action excessive de la commande.
6. Le système de commande doit être robuste insensible aux variations des conditions du procédé et aux inexactitudes du modèle par rapport au système réel [12].

IV-Application de la CMI sur le moteur SVC

Le régulateur développé dans cette partie, est conçu pour travailler autour d'une vitesse de 2000 tr/mn, et le couple est considéré comme un signal mesuré et après il pourra être remplacé par un signal estimé par un observateur. Avec cette méthode il va contrôler le couple du moteur avec une valeur de référence du couple, alors que sa sortie est le débit massique d'air de la manette.

IV-1-Synthèse du régulateur de base

Pendant la description de la CMI, il était clair qu'on a besoin du système sous forme d'une fonction de transfert, d'après la deuxième partie du chapitre 3, le modèle est approximé comme suit :

$$G_m(s) = \frac{\frac{R T_c o}{V_d \tau_m} \left(\frac{k Q_t V_d s}{60 \pi R_c T_c} \left(1 + \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right) + \frac{V_d}{2 \pi p} \right)}{\left(s + \frac{1}{\tau_m} \right) \left(s + \frac{V_d N}{2 V_c o l} \right)} \quad (4.22)$$

En utilisant les valeurs des paramètres donnés auparavant, la fonction G_m peut être calculée pour un $r_c = 11$ et $N=2000$, le choix de la fixation du rapport de compression en G_m résulte au fait qu'elle ne subira que des petites changements dynamiques, pour un changement dans le rapport de compression, ce qui ne donnera pas une grande influence d'après [1].

$$G_m(s) = \frac{9.422 \cdot 10^5}{s^2 + 26.67 s + 177.8}$$

Si le retard de la manette est pris en compte, la fonction de transfert sera :

$$G(s) = \frac{9.422 \cdot 10^5}{s^2 + 26.67 s + 177.8} e^{-0.04 s}$$

Donc, notre système possède un retard pur, qui doit être ignoré lors de la conception du correcteur, et il a deux pôles plus que des zéros, d'après ce qui a été développé dans les sections précédentes, le correcteur $Q(s)$ est calculé comme suit :

$$Q(s) = \frac{G_m(s)^{-1}}{(\lambda s + 1)^2} = \frac{s^2 + 26.67 s + 177.8}{9.422 \cdot 10^5 (\lambda s + 1)^2}$$

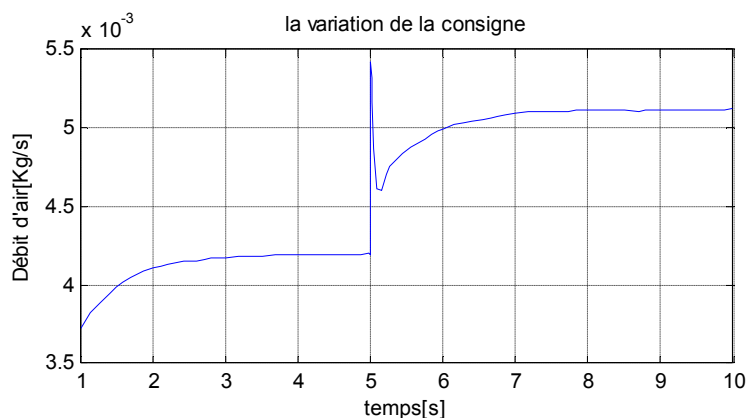


Figure 4.6. La variation du débit d'air.

Le seul paramètre qui reste à désigner c'est la constante du temps du filtre λ , elle était au début approximée d'après la bande passante du modèle puis modifiée avec la simulation. ($\lambda = 0.07$). Les résultats sont :

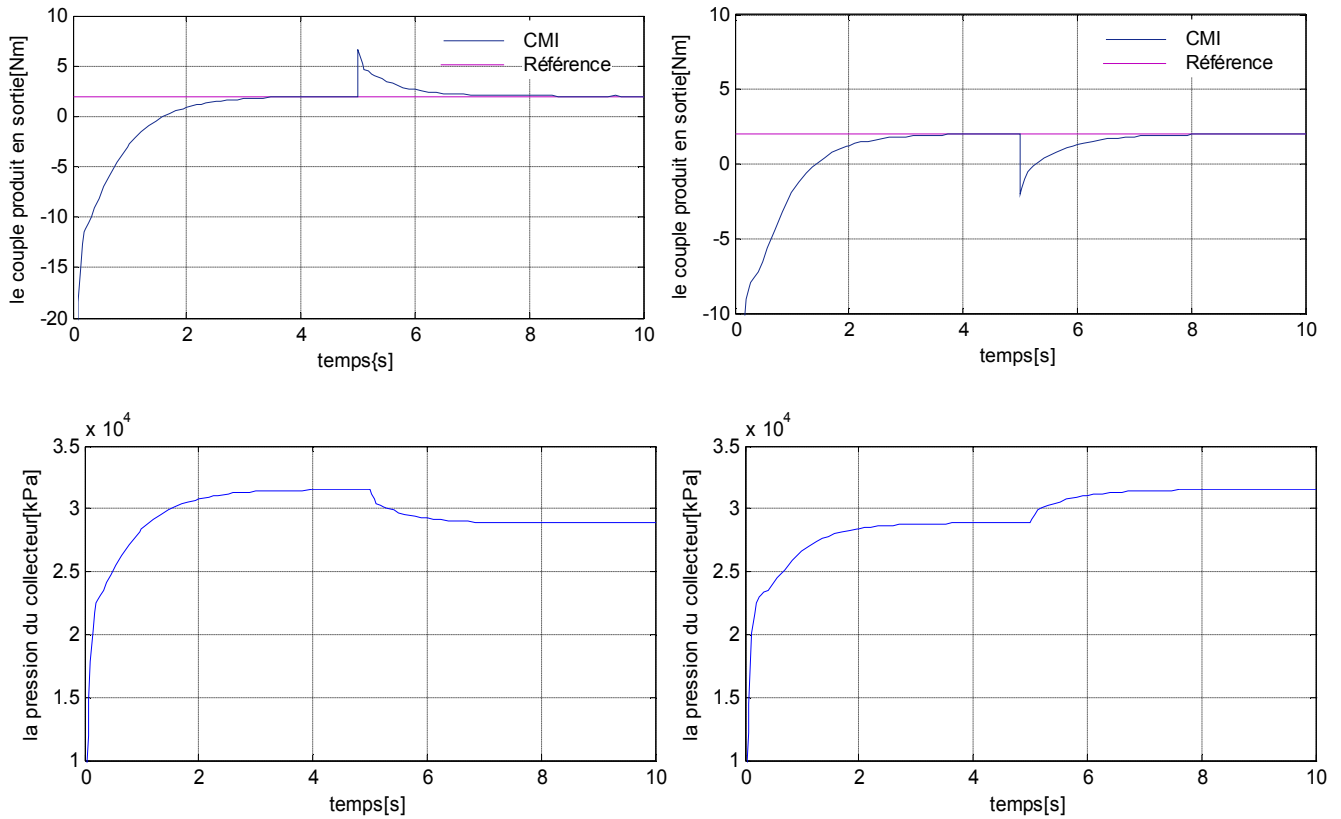


Figure 4.7. Couple produit et Pression du collecteur pour une variation du rapport de compression (8-14) et (14-8).

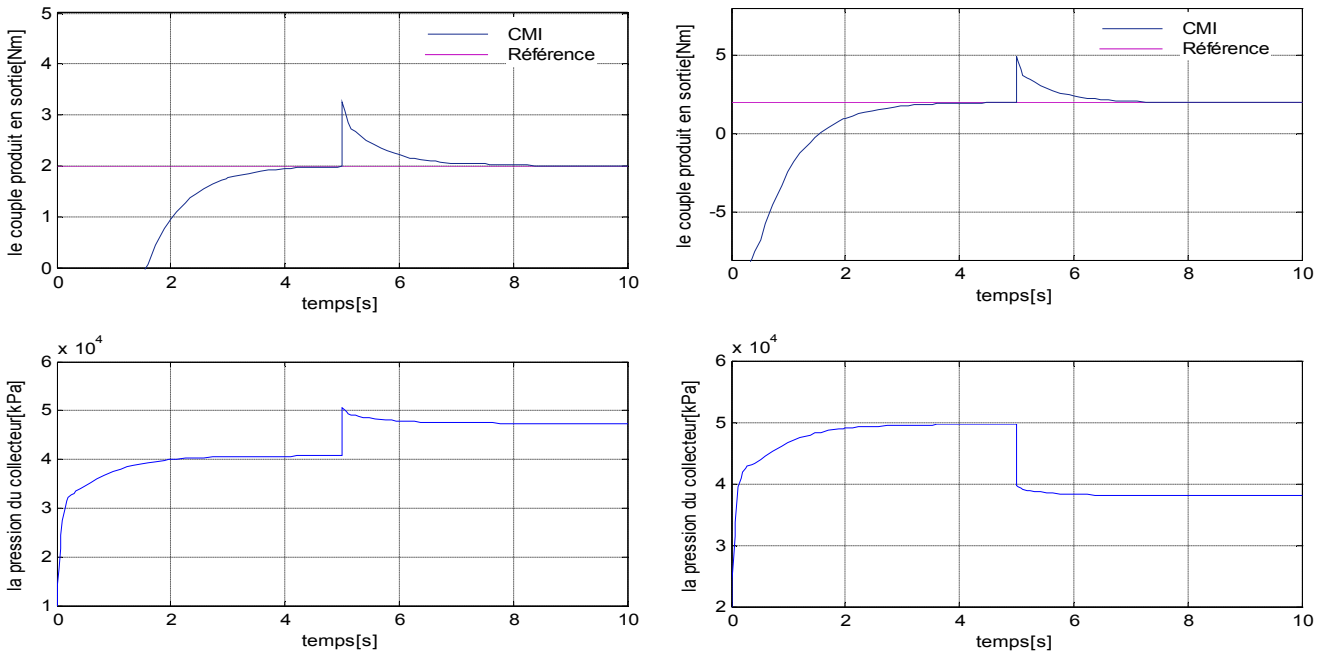


Figure 4.8. Couple produit et Pression du collecteur pour une variation du rapport de compression (8-14) et un échelon de pression positif/négatif.

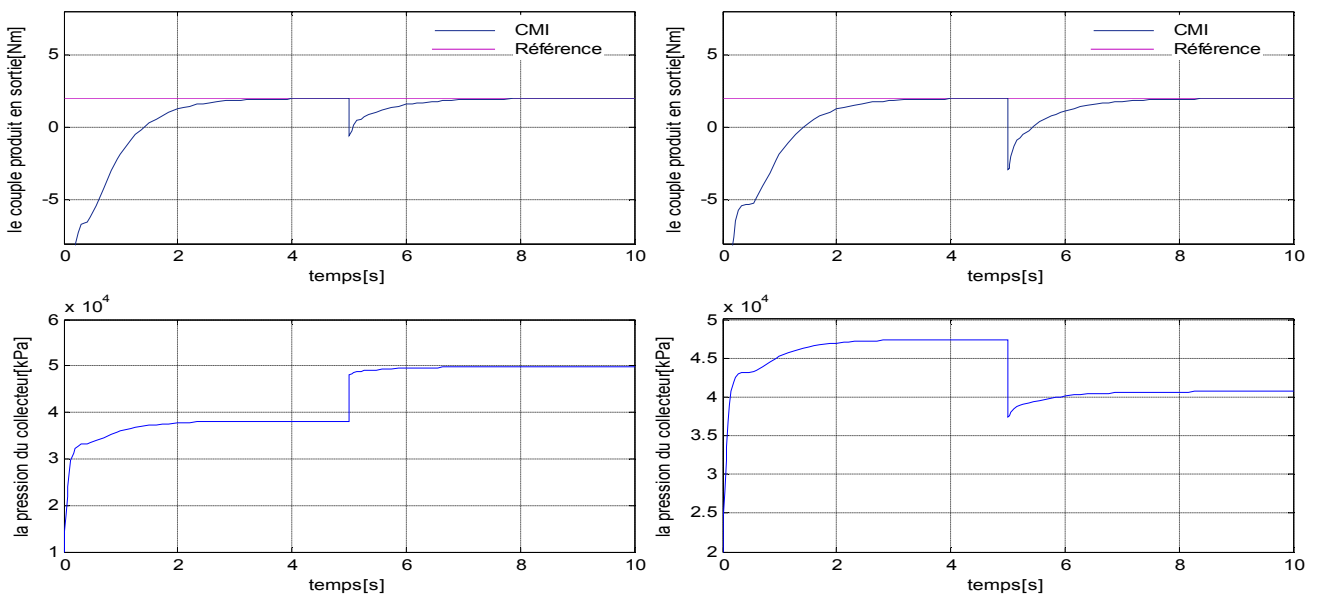


Figure 4.9. Couple produit et Pression du collecteur pour une variation du rapport de compression (14-8) et un échelon de pression positif/négatif.

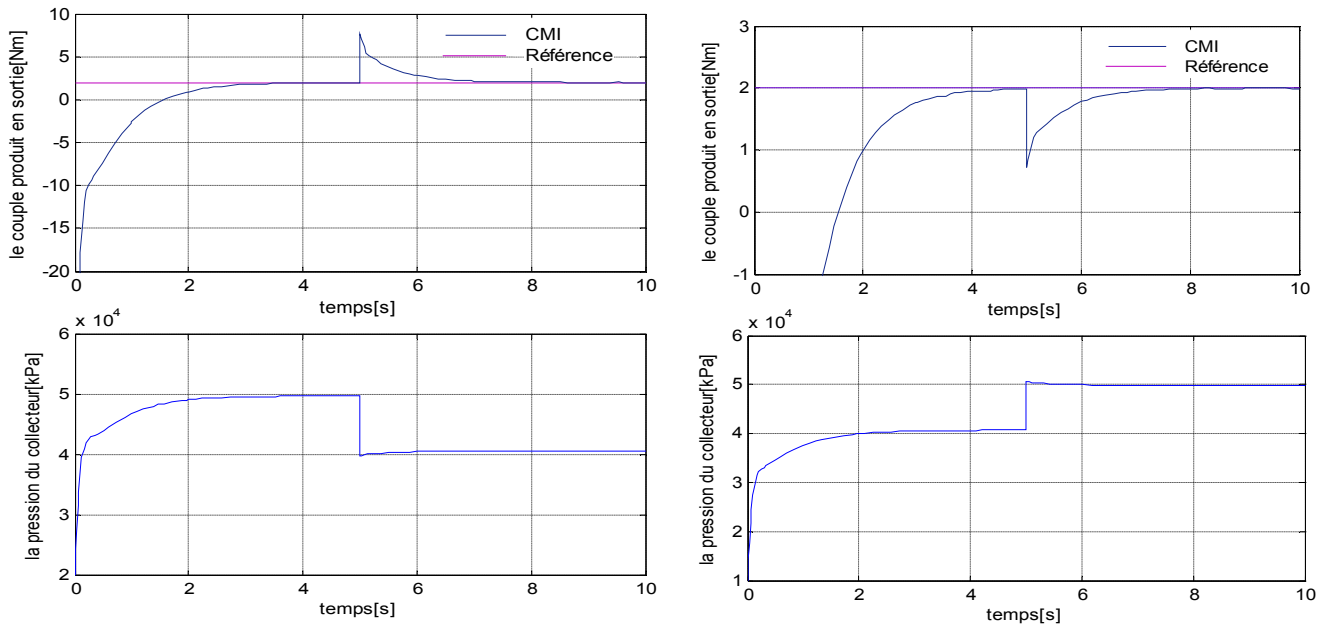


Figure 4.10. Couple produit et Pression du collecteur pour un échelon de perturbation sur la pression positif/négatif

IV-2-Correcteur équivalent en B.F

En

général, un contrôleur d'un degré de liberté est représenté dans la figure suivante, il est déterminé par la fonction de transfert F_y comme suit :

$$u(t) = F_y(r(t) - y(t)) \tag{4.23}$$

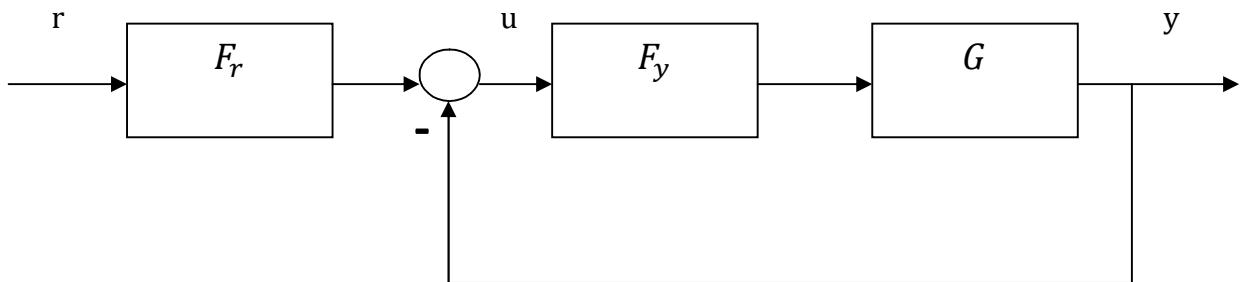


Figure 4.11. Contrôleur d'un degré de liberté avec un pré-filtrage.

En ajoutant un pré-filtrage, il peut être considéré comme un contrôleur de degrés de liberté :

$$u(t) = F_y(F_r r(t) - y(t)) \tag{4.24}$$

Il est très important de traiter les caractéristiques de la boucle fermée (la sensibilité et la robustesse) séparément du transfert de r à y ; la clé de cette séparation, est que la sensibilité et la sensibilité complémentaire dépendent seulement de F_y .

Donc, dans cette approche on choisit d'abord S et T pour atteindre les objectifs désirés, si ce choix ne donne pas de bons résultats pour le transfert de la boucle fermée, le filtre F_r est modifié. Ce filtre est utilisé pour atténuer les changements rapides dans le signal de référence, avec son caractère passe bas, il diminue les grandes valeurs du correcteur.

Pour notre cas, la fonction F_y est déterminée comme suit :

$$u(t) = -Q(y - G y) \quad (4.25)$$

En ajoutant la référence, on trouve :

$$u(t) = -Q(y - G y) + Q F r \quad (4.26)$$

Donc ;

$$u(t) = \frac{Q}{1 - Q G} y \quad F_y = \frac{Q}{1 - Q G}$$

Dans le cas nominal, le système en boucle fermée est :

$$G_c = G Q F$$

La sensibilité complémentaire et la sensibilité :

$$T = G Q$$

$$S = 1 - G Q$$

En compensant le temps de retard :

$$F_y = \frac{Q}{1 - Q G_n e^{-s \tau}}$$

Donc, en désignant le régulateur sans retard par F_y^0 il sera :

$$F_y^0 = \frac{Q}{1 - Q G_n}$$

On peut exprimer F_y en fonction de F_y^0 , après quelques manipulations comme suit :

$$F_y = \frac{F_y^0}{1 + (1 - e^{-s})F_y^0(s)G_m(s)}$$

Tel que :

$$F_y^0 = \frac{Q}{1 - QmG} = \frac{s^2 + 2.67s + 1877}{9.422 \times 10^6 (\lambda^2 s^2 + 2\lambda)s}$$

Ce genre de correcteur d'après Otto Smith, est connu sous le nom de la compensation du temps mort, la figure 4.12 montre le bloc du contrôleur équivalent en B.F [1].

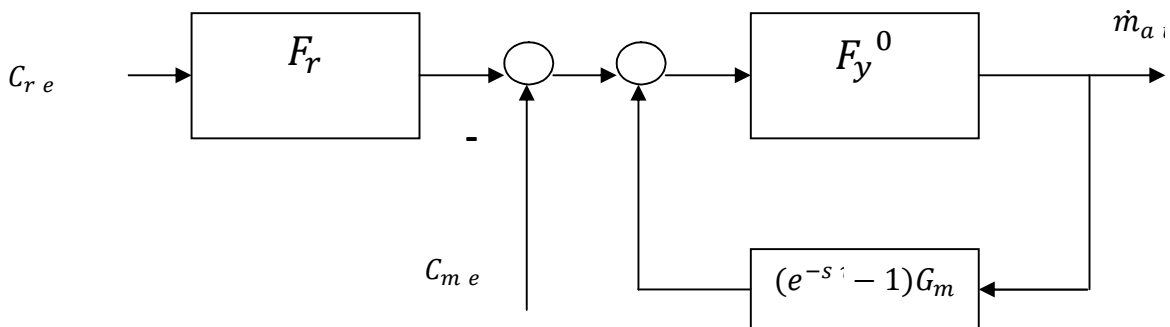


Figure 4.12. Diagramme du correcteur F_y .

Les résultats de la simulation sont :

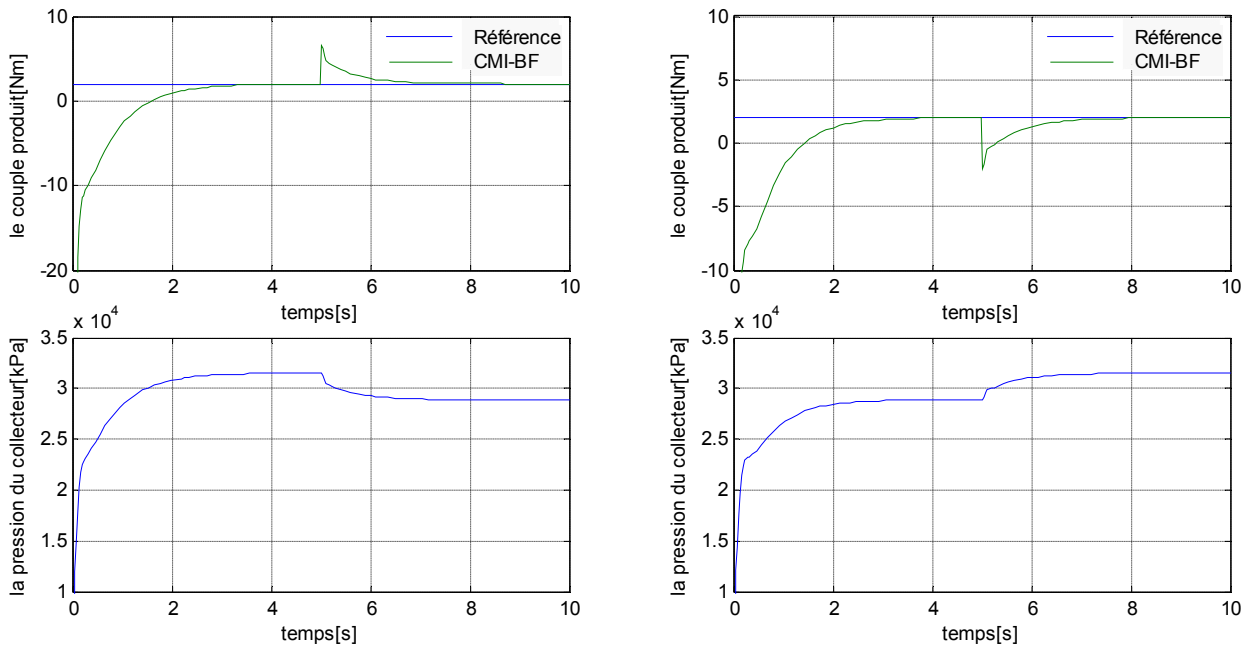


Figure 4.13. Couple produit et Pression du collecteur pour une variation du rapport de compression positive et négative

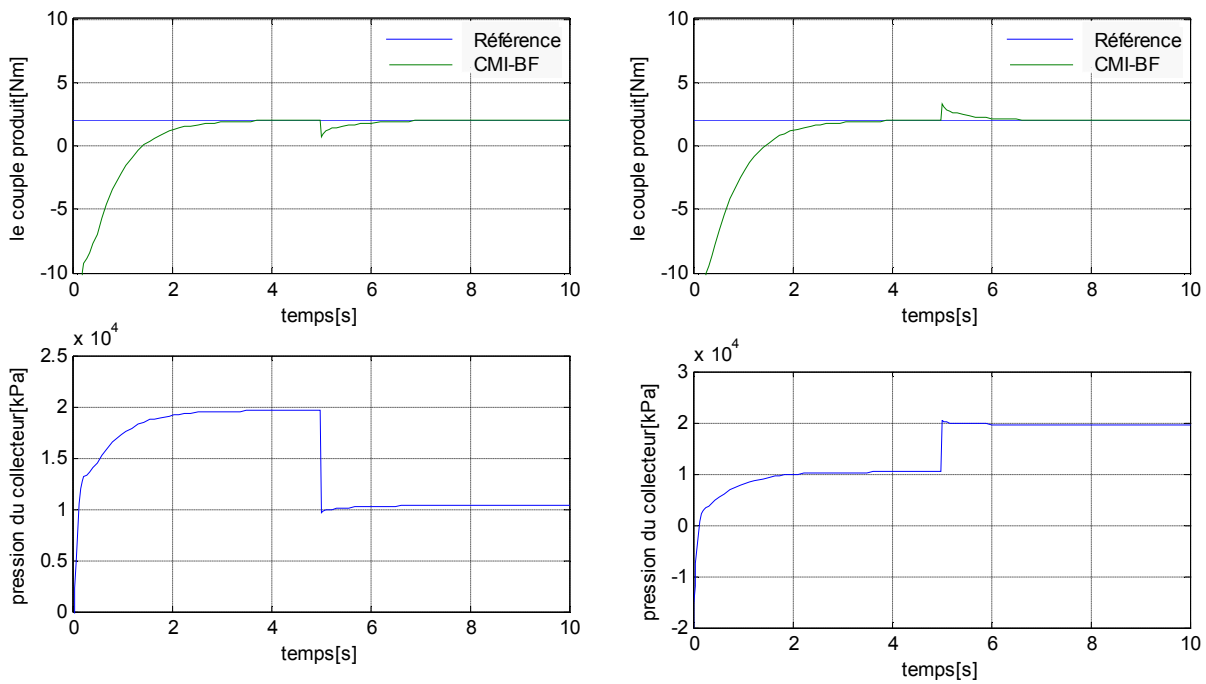


Figure 4.14. Couple produit et Pression du collecteur pour une perturbation sur la pression positive et négative

V-Approximation du PID à base du CMI

La philosophie de la CMI, peut être utilisée pour approximer un régulateur PID, car malgré la rapidité des calculateurs, cela n'a pas ralenti leur utilisation en industrie, ce régulateur qui a fait l'objet de plusieurs recherches pour donner différentes méthodes de calculs, et dernièrement Morari et Zafiriou (1989) et Rivera et Al (1986) ont montré comment approximer un contrôleur IMC par un correcteur PI ou PID pour certains classes de systèmes linéaires et stables [13].

L'algorithme est basé sur l'approximation du contrôleur en utilisant les séries de Maclaurin, où les paramètres sont en fonction d'un seul paramètre ajustable ; la constante du temps du filtre ; le choix de cette constante est indiqué précédemment [28].

V-1-Méthode de calcul du régulateur PID

V-1-1-Avec l'approximation de Maclaurin

L'analogie entre l'IMC et la B.F cité avant a permis d'exprimer le contrôleur C :

$$C = \frac{Q}{(1 - \lambda Q)} \quad (4.27)$$

Et en remplaçant l'expression de Q :

$$Q(s) = \frac{G_m(s)^{-1}}{(\lambda s + 1)^2}$$

L'expression (4.27) devient :

$$C = \frac{G_m(s)^{-1}}{(\lambda s + 1)^2 - G_m(s)}$$

$$G_m^+(0) = 1$$

Du résultat précédent, on conclut que C a un pôle à l'origine et peut être exprimé de la façon suivante :

$$c(s) = \frac{f(s)}{s}$$

Le développement de C(s) en série de Maclaurin donne :

$$c(s) = \left(\frac{1}{s}\right) * \left(f(0) + f'(0)s + \frac{f''(0)}{2}s^2 + \dots \right)$$

$$= K_p(1 + \frac{1}{\tau_I s} + \tau_D s + \dots) \quad (4.28)$$

Par identification avec la structure d'un régulateur PID, on détermine la forme analytique des paramètres du régulateur PID ;

$$K_p = f'(0) ; \tau_I = f'(0)/f(0) ; \tau_D = f''(0)/2 f'(0). \quad (4.29)$$

Pour désigner ce correcteur PID, on définit $D(s)$ comme suit :

$$D(s) = ((\lambda s + 1)^r - G_m(s)^+)/s \quad (4.30)$$

Donc, avec l'approximation des séries de Maclaurin, on obtient :

$$D(s) = r \lambda - G_m'(0)^+ \quad (4.31)$$

$$D'(s) = (r(r-1)\lambda^2 - G_m''(0)^+)/2 \quad (4.32)$$

$$D(s) = (r(r-1)(r-2)\lambda^3 - G_m'''(0)^+)/3 \quad (4.33)$$

En utilisant les équations (4.31) à (4.33), la fonction $f(s)$ et toutes ces dérivées sont données :

$$f(0) = \frac{1}{K_p D(0)}$$

$$f'(0) = \frac{-(G_m'(0)D(0) + K_p D'(0))}{(K_p D(0))^2}$$

$$f''(0) = f'(0) \left[\frac{G_m''(0)D(0) + 2G_m'(0)D'(0) + K_p D''(0)}{G_m'(0)D(0) + K_p D'(0)} + \frac{2f'(0)}{f(0)} \right]$$

Où $K_p = G_m^-(0)$

Avec ces équations, on peut déterminer tous les paramètres du régulateur PID comme des fonctions analytiques qui dépendent seulement du système et du contrôleur [28].

V-1-2-Avec l'approximation des séries

En utilisant l'approximation du 1^{er} ordre des séries tel que : $e^{-\tau s} \approx 1 - \tau s$

Et la factorisation du système :

$$G = G_m^+(s) * G_m^-(s)$$

Le régulateur G_{PID} est donné par :

$$G_{PID} = \frac{G_m^{+1} \cdot f(s)}{1 - G_m^- \cdot f(s)} \tag{4.34}$$

Et en comparant cette fonction de transfert avec celle du PID, on peut tirer les paramètres de ce correcteur PID.

V-2-Application de ces approximations sur notre système

V-2-1-Avec l'approximation de Maclaurin

$$G(s) = \frac{c s t^{-0.4 s}}{\left(s + \frac{1}{\tau_m}\right) \left(s + \frac{V_d N / 60 s_1}{2V_{co l}}\right)}$$

Tableau 4.1. Les valeurs des paramètres du calcul de PI.

$G_m^- = \frac{c s}{\left(s + \frac{1}{\tau_m}\right) \left(s + \frac{V_d N / 60 s_1}{2V_{co l}}\right)} = \frac{c s}{(\tau_m s + 1)(T s + 1)}$
$G_m^-(0) = K_p$
$G_m'^-(0) = K_p(\tau_m + T)$
$G_m''^-(0) = 2K_p(\tau_m^2 + \tau_m T + T^2)$
$G_m^+ = e^{-\tau s}$
$G_m^+(0) = 1$
$G_m'^+(0) = -\tau$
$G_m''^+(0) = \tau^2$
$G_m'''^+(0) = -\tau^3$

En effectuant tous les calculs nécessaires, on obtient les paramètres nécessaires pour le calcul du PI suivants :

$$K_c = \frac{\tau_I}{K_p(2\lambda + \tau)}$$

$$\lambda^2 - \tau^2/2$$

$$\tau_I = \tau_m + T - \frac{\lambda^2 - \tau^2/2}{2\lambda + \tau}$$

$$\tau_D = \tau_I + \frac{2(\tau_m^2 + \tau_m T + T^2)(2\lambda + \tau) - (\tau_m + T)(2\lambda^2 - \tau^2) + \tau^3/3}{2\lambda^2 - \tau^2 - 2(\tau_m + T)(2\lambda + \tau)}$$

V-2-2-Avec l'approximation des séries

En effectuant les calculs nécessaires, on about à la fonction de transfert suivante :

$$G_{PI D} = G_m^{+ - 1} \frac{1}{s(\lambda^2 s + 2\lambda + \tau)}$$

Les résultats de la simulation de ces différentes méthodes d'approximation sont présentés dans les figures suivantes.

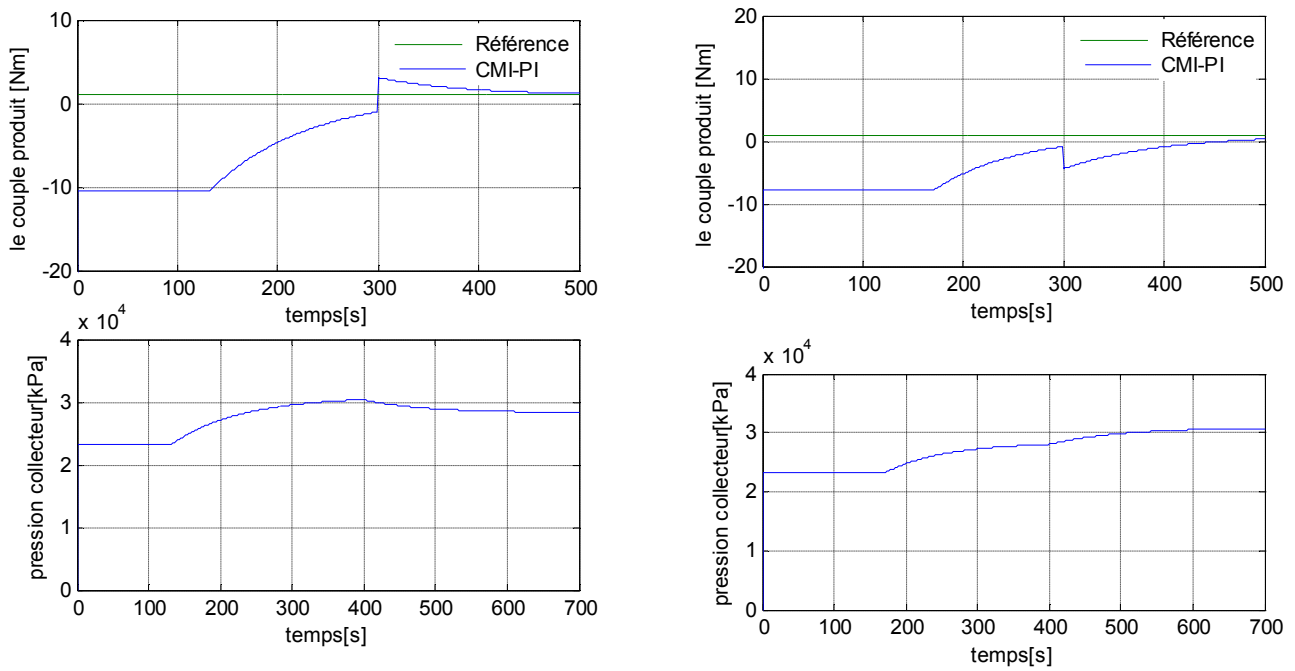


Figure 4.15. Couple produit et la pression du collecteur pour une variation du rapport de compression positive et négative obtenue avec la 1ère méthode.

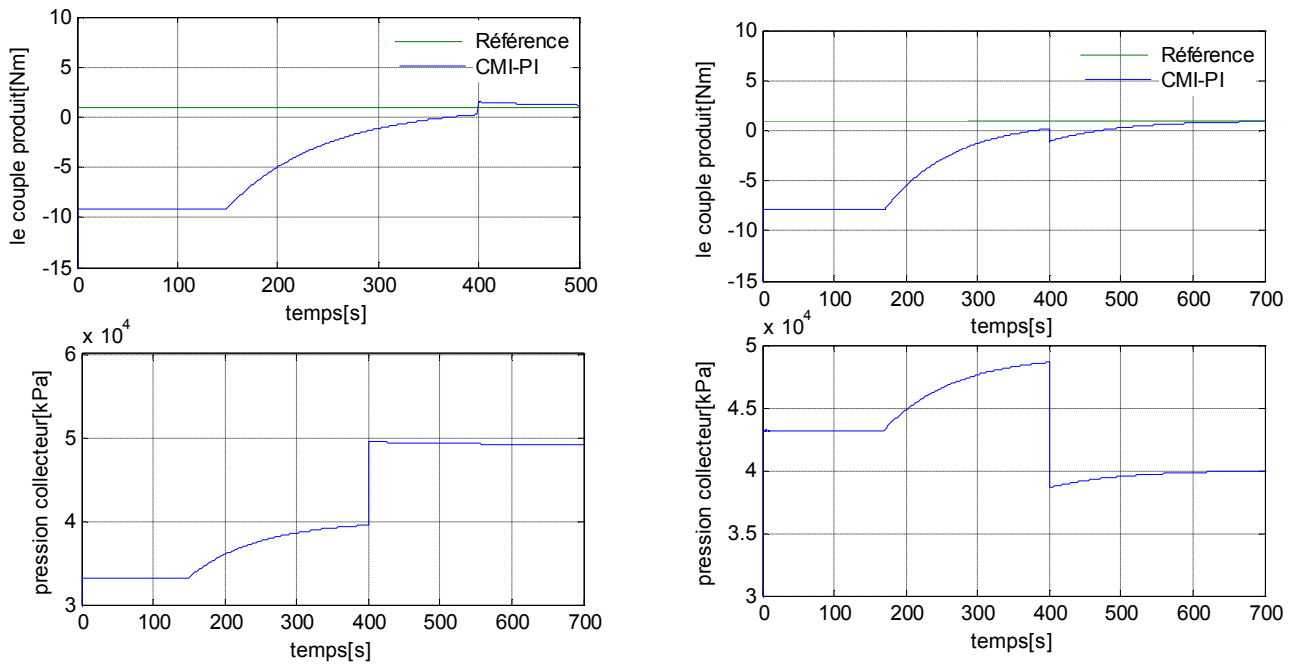


Figure 4.16. Couple produit et la pression du collecteur pour une perturbation sur la pression positive et négative obtenue avec la 1ère méthode.

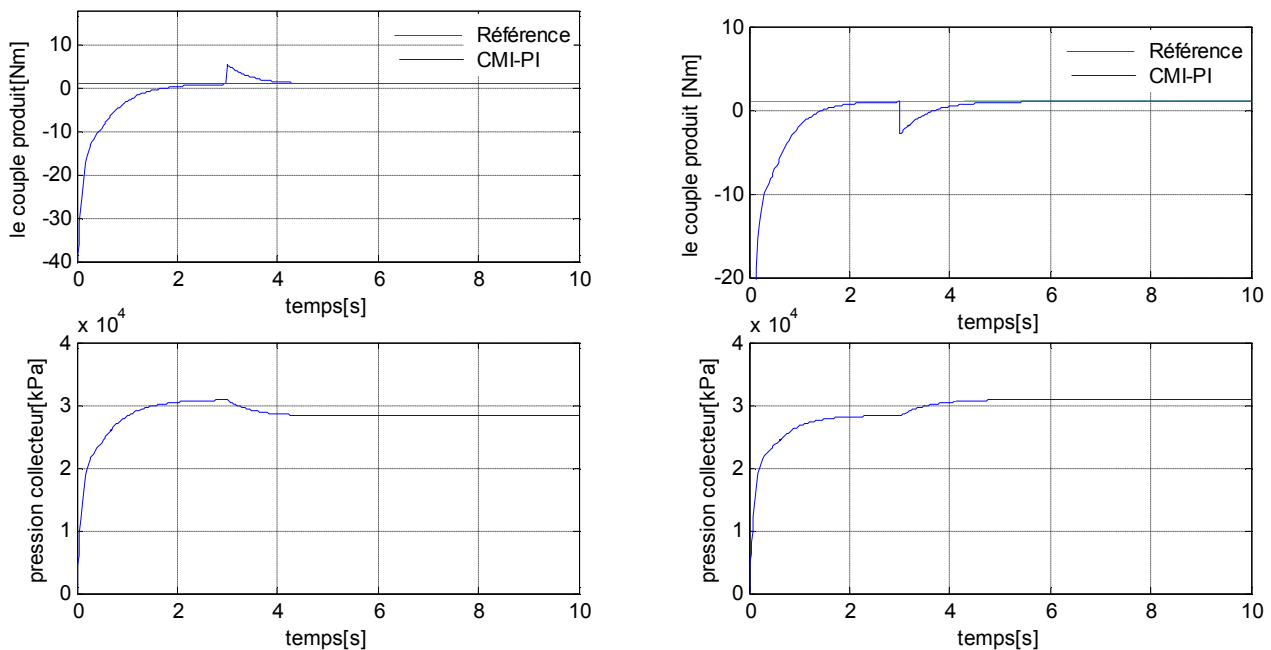


Figure 4.17. Couple produit et la pression du collecteur pour une variation du rapport de compression positive et négative obtenue par la 2ème méthode.

VI-Interprétation des résultats

CMI

D'après les figures (4.7) à (4.10) et (4.13) à (4.14), on remarque que le régulateur CMI donne de bons résultats suite aux différentes perturbations sur le rapport de compression et la pression du collecteur. Les figures (4.8) et (4.9) montrent qu'il garde ses performances même dans le cas extrême possible de notre moteur, et la figure montre que même la variation de la consigne est correctement prise en charge.

PI-CMI

Pour le régulateur PI, les figures (4.15) à (4.17) présentent les réponses suite aux différents perturbations, et qui montrent une nette amélioration par rapport la CMI, en accélérant un peu le temps de réponse, sans apparition d'oscillations même dans le cas extrême. A la fin, on notera que l'approximation du PI avec les séries de Macclaurin donne des résultats longs par

rapport la deuxième méthode, et même la CMI de base. Ces résultats sont représentés clairement dans les figures ci-dessous.

VII-Comparaison entre la CMI et le PI à base du CMI

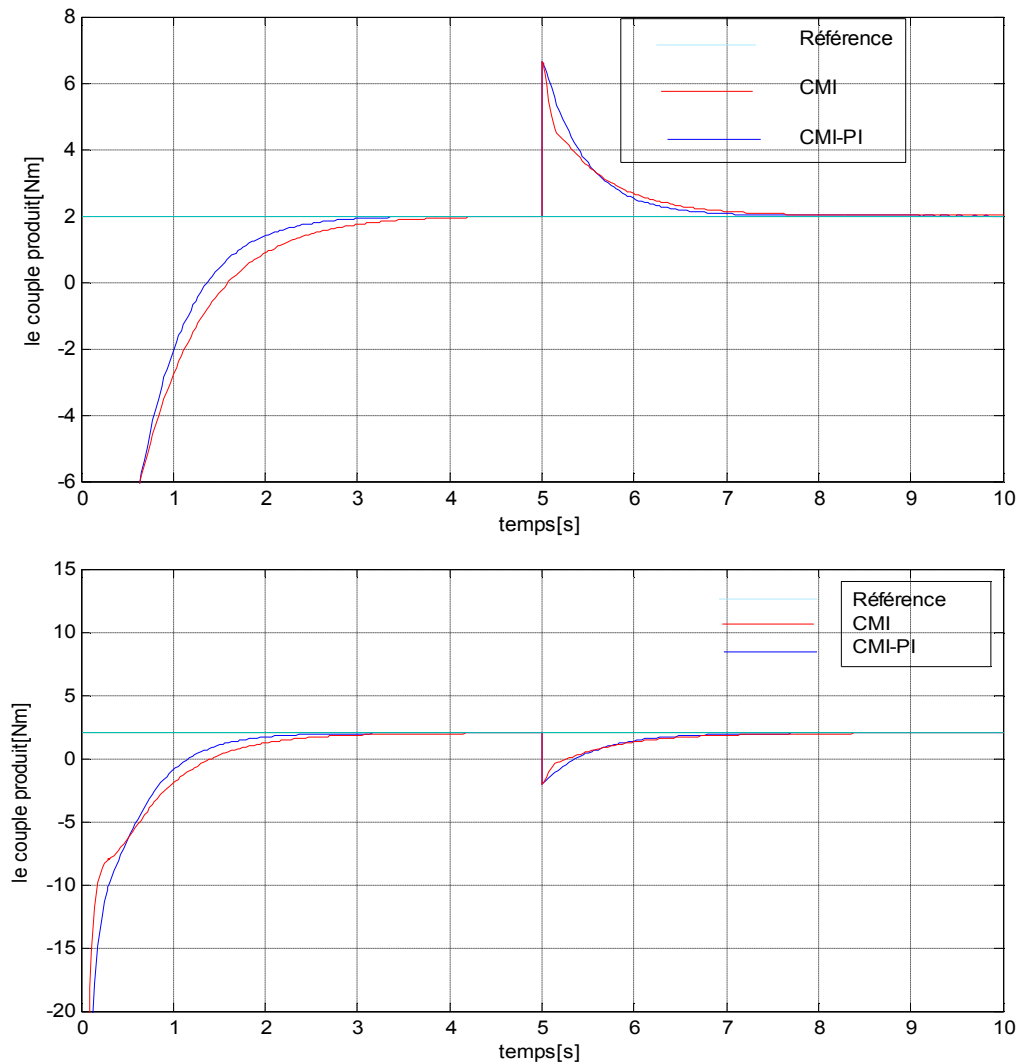


Figure 4.18. Comparaison entre la CMI et le PI à base du CMI pour une variation du rapport de compression positive et négative.

VIII-Conclusion

Au cours de ce chapitre, on a utilisé une loi de commande, en se servant de la structure du modèle interne.

Au premier lieu, on a construit le régulateur CMI avec la structure de base, après on a modifié la structure en se servant de l'équivalence avec la BF ; en appliquant des échelons de perturbation sur le rapport de compression, les résultats sont satisfaisant même en présence des perturbations sur la pression du collecteur.

Ensuite, on a essayé d'approximer les constantes du PI, en se servant du contrôleur CMI avec des différentes méthodes d'approximation afin de trouver la plus performante, et on a constaté que ce régulateur a donné de bons résultats en accélérant la réponse du système un peu, tout en gardant tous les autres performances.

Afin d'améliorer les résultats de ces régulateurs, et pour remédier aux insuffisances de cette régulation, on va utiliser une autre technique plus robuste et performante qui se base sur la logique floue.

Chapitre V
La logique floue

I-Introduction

Dans cette partie, on va appliquer une approche de commande non linéaire, pour contrôler notre moteur thermique à compression variable. L'approche principale utilisée est celle basée sur le formalisme flou de type (TS)¹. Le cas classique de modèles TS est d'abord présenté, puis le calcul de son inverse afin de construire la commande. Ce type de commande est alors testé en simulation sur le modèle du circuit d'admission d'air de notre moteur thermique pour réaliser un suivi de consigne en couple.

Dans un premier temps, on construit un modèle flou de la pression du collecteur, afin d'assurer la robustesse vis-à-vis la pression, puis un modèle du taux de compression afin de réaliser toutes les performances.

Enfin, on rassemble les deux modèles avec le modèle inverse afin d'assurer le suivi de consigne et le rejet de perturbations, pour chaque point traité, des résultats de simulation sont présentés.

II-Modèles flous de type Takagi-Sugeno

L'approche de modélisation floue d'un processus physique consiste à représenter ce dernier par un modèle à base de règles. D'une autre manière, on peut les voir comme un ensemble de modèles (linéaires ou non) interconnectés par des fonctions non linéaires. Ces dernières étant construites à partir des ensembles flous composant les prémisses. Ce type de modélisation n'est pas sans rapport avec les modèles que l'on peut rencontrer dans d'autres domaines de la commande, en particulier, les multi modèles que l'on rencontre dans la commande adaptative², nous ne rentrerons pas dans les détails des différences entre ces types de modèle et les lois de commande qui en dérivent, le lecteur peut se référer à /Kruszewski, 2006/ pour cela [8].

Pour obtenir un modèle flou TS, plusieurs méthodes existent, selon le système étudié et l'objectif souhaité (commande, simulation, prédiction...). Par exemple, en l'absence d'un modèle de connaissance (issu des lois de la physique) on impose une structure de modèle avec les conclusions et les prémisses, puis des méthodes d'identification sont utilisées¹. Il existe

¹ Takagi & Sugeno, 1985, Sugeno & Kang, 1988, Gasso, 2000

² Narendra *et al.*, 1997/ /Delmotte, 2003b

aussi une autre approche dite multi modèles [8] qui consiste à décrire le fonctionnement du système par des modèles locaux, linéaires ou non, identifiés en plusieurs points de fonctionnement qui sont interconnectés, par la suite, par des fonctions d'activation. Les paramètres de ces fonctions sont estimés, dans une deuxième phase, de manière à approcher au mieux le fonctionnement global du système. Dans le cadre de cette thèse, pour pouvoir conserver l'ensemble des propriétés des modèles non linéaires décrits avant, une représentation de type « exacte » a été choisie [8]. Celle-ci est basée sur l'approche dite de secteur non linéaire. Soit un système non linéaire, dont la dynamique est décrite par un modèle de la forme :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = f(x(t), t) + g(x(t), t)u(t) \\ y(t) = H(x(t), t) \end{cases} \quad (5.1)$$

Où $x(t) \in R^n$ est le vecteur d'état, $u(t) \in R^m$ est le vecteur des entrées, $y(t) \in R^q$ est le vecteur des sorties et $f(x(t), t)$, $g(x(t), t)$, $H(x(t), t)$ sont des fonctions non linéaires dépendantes de l'état du modèle et du temps.

Le modèle flou est alors déduit par simple reformulation de la structure (5.1) existante, et correspond à une représentation exacte du modèle non linéaire dans le compact de l'espace d'état considéré. Pour développer cette approche les notations suivantes sont adoptées :

- Soit l'entier $i = 1, 2, \dots, r$, où r est le nombre de règles "Si ...alors" composant le modèle flou considéré.
- $F_j^i(\cdot)$ tel que ($j=1,2,\dots,p$) : les sous ensembles flous des prémisses : $A_i \in R^{n \times n}$, $B_i \in R^{n \times m}$, $C_i \in R^{q \times n}$, par définition $F_j^i \in [0, 1]$.
- $z_1(t), z_2(t), \dots, z_p(t)$: Les variables des prémisses.

Le nombre des règles floues formant le modèle TS, est en fonction du nombre de non linéarités n_l , distinctes prise en compte dans le modèle (5.1) pour construire le modèle TS, si le découpage de chaque non linéarité se fait selon 2 fonctions d'appartenance, $r = 2^{n_l}$ d'après /Taniguchi *et al.*, 2000/ /Morère 2001/. Les règles des modèles flous TS peuvent alors se représenter sous la forme suivante :

$$R_i : \text{si } z_1(t) \text{ est } F_1^i \text{ et } \dots \text{ et } z_p(t) \text{ est } F_p^i \text{ alors } \begin{cases} \dot{x}(t) = A_i x(t) + B_i u(t) \\ y(t) = C_i x(t) \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, r$$

A chaque règle i est attribué un poids $w_i(z(t))$ qui dépend du degré d'appartenance des $z_j(t)$ aux sous-ensembles flous F_j^i , notée $F_j^i(z_j(t))$, et du choix de la modélisation du connecteur (opérateur) "et" reliant les prémisses. Le connecteur "et" est souvent choisi comme étant le produit, d'où :

$$w_i(\mathbf{x}(t)) = \prod_{j=1}^p F_j^i(z_j(t)) \quad i = 1, \dots, r \text{ avec } w_i(\mathbf{x}(t)) \geq 0 \text{ pour tout } t \geq 0$$

À partir des poids attribués à chaque règle, les sorties des modèles flous sont inférées de la manière suivante, qui correspond à une « défuzzification » barycentrique :

$$x(t) = \frac{\sum_{i=1}^r w_i(\mathbf{x}(t)) (A_i x(t) + B_i u(t))}{\sum_{i=1}^r w_i(\mathbf{x}(t))}$$

$$y(t) = \frac{\sum_{i=1}^r w_i(\mathbf{x}(t)) C_i x(t)}{\sum_{i=1}^r w_i(\mathbf{x}(t))}$$

En posant $h_i(\mathbf{x}(t)) = \frac{w_i(\mathbf{x}(t))}{\sum_{i=1}^r w_i(\mathbf{x}(t))}$, le modèle non linéaire considéré est réécrit sous la forme suivante :

$$\begin{cases} x(t) = \sum_{i=1}^r h_i(\mathbf{x}(t)) (A_i x(t) + B_i u(t)) \\ y(t) = \sum_{i=1}^r h_i(\mathbf{x}(t)) C_i x(t) \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, r \quad (5.2)$$

Les fonctions $h_i(\mathbf{x}(t))$ vérifient la propriété de somme convexe :

$$\sum_{i=1}^r h_i(\mathbf{x}(t)) = 1. \text{ Avec } 0 \leq h_i(\mathbf{x}(t)) \leq 1 \text{ et } w_i(\mathbf{x}(t)) \geq 0, \text{ pour tout } t [8].$$

II-1-Obtention d'un modèle flou TS à partir d'un modèle non linéaire

Considérons le cas général d'un système non linéaire décrit par un modèle affine en la commande de la forme :

$$x(t) = f(x(t), t) + g(x(t), t)u(t) \quad (5.3)$$

Avec $x \in R^n$, $u \in R^m$, $f(0) = 0$ et les champs de vecteurs f et g sont bornés sur R^n . Alors, pour passer de cette représentation mathématique du système à un modèle flou TS, on utilise un découpage par secteur des non linéarités du modèle (5.3)³. Cette approche est illustrée par le lemme suivant :

³ /Tanaka *et al*, 1998/, /Morère, 2001/, /Guerra & Vermeiren, 2003/

Lemme 1 /Morère, 2001/ :

Soit f une fonction quelconque bornée sur un intervalle I , alors il existe $\alpha, \beta \in R$, $h_1(x), h_2(x) > 0$, et $h_1(x) + h_2(x) = 1$, tel que : $\forall x \in I, f(x) \in [\underline{f} \quad \bar{f}]$,

$$f(x) = \alpha h_1(x) + \beta h_2(x)$$

Preuve :

Soit $\underline{f} = \inf_{x \in I} f(x)$ et $\bar{f} = \sup_{x \in I} f(x)$, alors on peut toujours écrire :

$$f(x) = \underline{f} \frac{\bar{f} - f(x)}{\bar{f} - \underline{f}} + \bar{f} \frac{f(x) - \underline{f}}{\bar{f} - \underline{f}} \tag{5.4}$$

En posant $h_1(x) = \frac{\bar{f} - f(x)}{\bar{f} - \underline{f}}$, et $h_2(x) = \frac{f(x) - \underline{f}}{\bar{f} - \underline{f}}$

Dans ce cas, le modèle TS obtenu représente de façon exacte le modèle non linéaire (5.2) pour $x \in R^n$ et comporte 2^n règles floues où n correspond au nombre de non linéarités du modèle (5.3). Quand les bornes des fonctions continues f et g sont imposées (contraintes), alors, dans ce cas, le modèle TS obtenu ne peut être exact que sur le compact correspondant à ces limites dans l'ensemble des variables d'état (8).

II-2-Etude de la stabilité des modèles flous de type TS

Que ce soit pour l'analyse de la stabilité ou pour le calcul des lois de commande stabilisant un modèle TS de la forme (5.2), l'approche basée sur la seconde méthode de Lyapunov reste la plus utilisée. Considérons le cas d'un système autonome décrit par le modèle flou de type TS de la forme :

$$x(t) = \sum_{i=1}^r h_i(x(t)) A_i x(t) \tag{5.5}$$

Alors, les conditions suffisantes pour la convergence asymptotique sont données dans :

Théorème 1 /Tanaka et Sano, 1994/:

Le modèle flou continu décrit par (5.5) est asymptotiquement stable s'il existe une matrice symétrique $P > 0$ telle que :

$$A_i^T P + P A_i < 0, \forall i \in \{1, \dots, r\} \quad (5.6)$$

Preuve : considérons le cas classique d'une fonction de Lyapunov quadratique telle que :

$$V(\mathbf{x}(t)) = \mathbf{x}^T(t) P \mathbf{x}(t), \text{ avec } P > 0 \quad (5.7)$$

La seconde méthode de Lyapunov stipule que la condition de convergence asymptotique vers l'origine correspond à vérifier l'inégalité suivante :

$$\dot{V}(\mathbf{x}(t)) < 0 \quad (5.8)$$

En introduisant (5.5) dans (5.8) on trouve :

$$\sum_{i=1}^r h_i(\mathbf{x}(t)) (A_i^T P + P A_i) < 0 \quad (5.9)$$

Sachant que $\sum_{i=1}^r h_i(\mathbf{x}(t)) > 0$, on en déduit que l'inégalité (5.9) est vraie si et seulement si (5.6) est vérifiée [8].

III-Application à la commande du circuit d'air d'un moteur thermique

Vu l'importance de la commande en couple vis-à-vis la variation du taux de compression d'un côté et le fait que cette variable n'est pas mesurable sur un véhicule de série d'un autre côté, la commande de la pression devient une alternative naturelle pour agir indirectement sur les variations du couple moteur.

Dans le troisième chapitre, un modèle non linéaire du circuit d'air a été établi. Cette structure de modèle est reprise dans cette partie afin de développer une loi de commande floue permettant de ramener le couple fourni à un point de consigne désiré. Deux cas sont traités. Dans le premier, le moteur considéré est un moteur conventionnel. Un suivi de consigne en pression collecteur est alors assuré avec la manette des gaz comme seul actionneur. Quant au deuxième cas, le modèle du moteur prend en compte la variation du taux de compression. Dans ce cas, on change l'état de notre système afin de réaliser le suivi de consigne désiré.

III-1-application à la commande en pression collecteur d'un moteur conventionnel

Rappelons que la dynamique de cette pression est décrite par :

$$\dot{p}_{c o l} = \frac{R T_{c o l}}{V_{c o l}} (\dot{m}_{a t} - \dot{m}_{c y}) \quad (5.10)$$

Posons $x_1 = P_{c o l}$, $x_2 = m_{a t}$, $u = m_{a t r e}$ et les fonctions, $f_2(x_1, x_2)$ non linéaires et f_1 linéaire, telles que :

$$f_1 = \frac{R T_{c o l}}{V_{c o l}} \tag{5.11}$$

$$f_2(x_1, x_2) = \frac{R T_{c o l}}{x_2 V_{c o l}} m_{c y}(x_1) \tag{5.12}$$

Avec $\underline{f_2} \leq f_2(x_1, x_2) \leq \overline{f_2}$. En prenant en compte la dynamique de la manette principale, on obtient la représentation d'état suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = f_1 x_2 - f_2(x_1, x_2) x_1 \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{\tau_m} (u - x_2) \end{cases} \tag{5.13}$$

La sortie correspond à la pression du collecteur mesurée : $y = x_1$

Pour obtenir le modèle flou TS correspondant, la non linéarité $f_2(x_1, x_2)$ est reformulée en utilisant le *lemme 1*

$$f_2(x_1, x_2) = \underbrace{f_2 \frac{\overline{f_2} - f_2(x_1, x_2)}{\overline{f_2} - \underline{f_2}}}_{h_1(z(t))} + \underbrace{f_2 \frac{f_2(x_1, x_2) - \underline{f_2}}{\overline{f_2} - \underline{f_2}}}_{h_2(z(t))}$$

Un modèle TS à 2 règles (une non linéarité) est alors obtenu. Où :

$$A_1 = \begin{pmatrix} -\underline{f_2} & f_1 \\ 0 & -1/\tau_m \end{pmatrix}, A_2 = \begin{pmatrix} -\overline{f_2} & f_1 \\ 0 & -1/\tau_m \end{pmatrix}, B_1 = B_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ 1/\tau_m \end{pmatrix}, C_1 = C_2 = [1 \quad 0]$$

Avec les bornes expérimentales de la fonction $f_2(x_1, x_2)$: $\underline{f_2}$ et $\overline{f_2}$ et la constante de temps de la manette $\tau_m = 0.4$.

Les résultats, en simulation, de l'application de cette loi de commande au moteur considéré, sont donnés dans les figures ci-après.

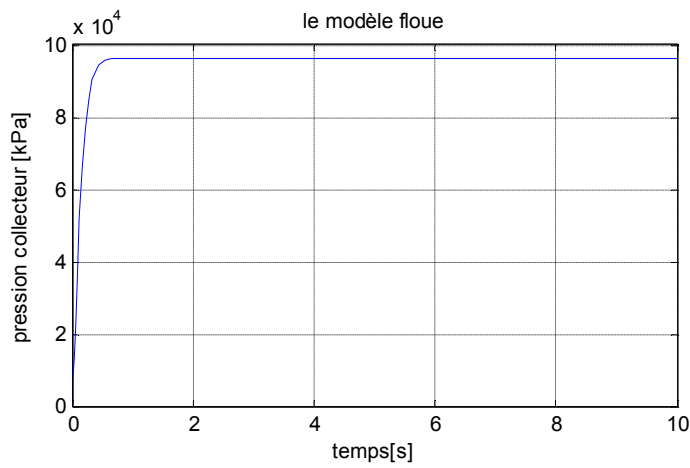


Figure 5.1. Représentation de la pression du collecteur

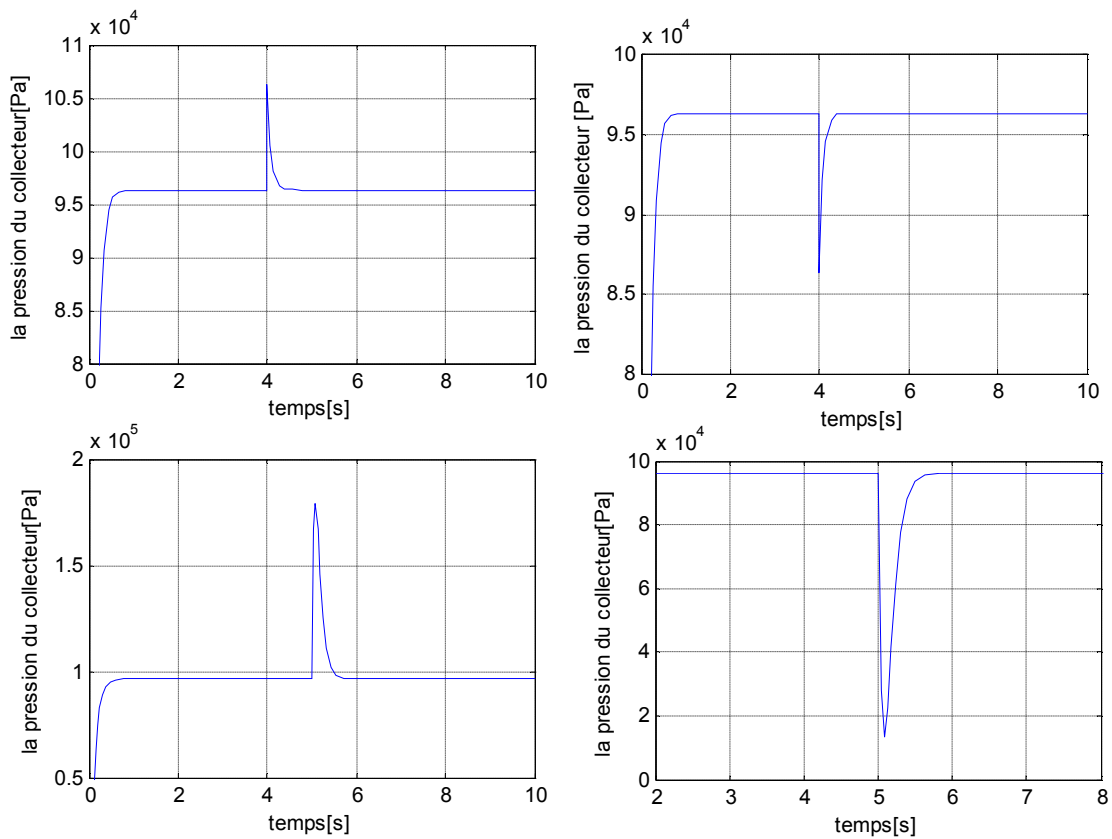


Figure 5.2. Pression obtenue pour des échelons de perturbation positifs et négatifs sur la pression et le débit d'air et pour un régime de 2500tr/mn

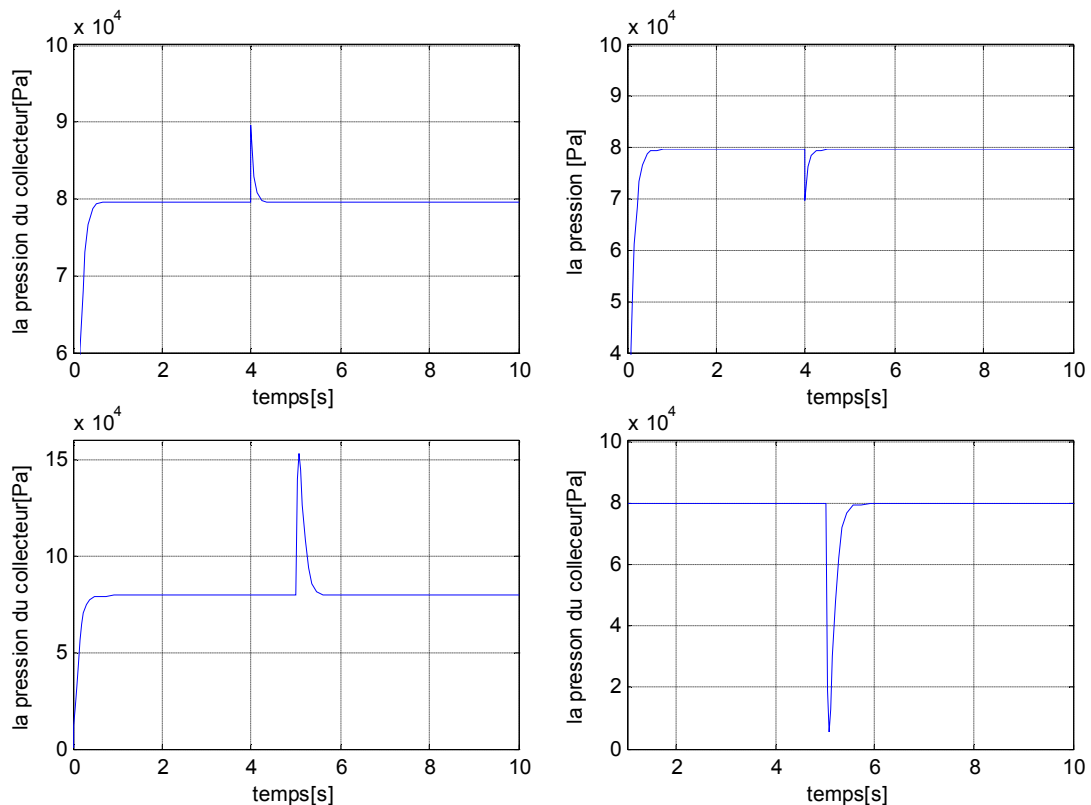


Figure 5.3. Pression obtenue pour des échelons de perturbation positifs et négatifs sur la pression et le débit d'air et pour un régime de 2000tr/mn

Comme le montrent ces figures, le modèle floue développé permet d'assurer un bon rejet de perturbations pour des régimes moteurs variant de 2000 à 2500 *tr/min*. En matière de sollicitation de l'actionneur, la commande n'est pas trop « énergique » et le dépassement reste acceptable.

Ces performances peuvent être améliorées d'avantage en prenant en compte un critère de performances. Les figures illustrent la bonne réaction de la commande à une perturbation brusque sous forme d'échelon sur la sortie.

III-2-application à la commande en couple d'un moteur à un RCV

Le couple fourni par le moteur dépend essentiellement de la quantité d'air admise dans les cylindres, à chaque cycle de combustion. Sachant que cette masse d'air n'est pas mesurable, le choix le plus judicieux pour agir sur les variations du couple correspond à utiliser la mesure de la pression au niveau du collecteur d'admission. En effet, cette variable représente une bonne image de la charge des cylindres en air.

Réaliser une commande en couple, revient à utiliser la structure du modèle d'état précédemment employée pour la pression collecteur, et de construire un autre modèle d'état pour le rapport de compression, mais en utilisant le même actionneur (la manette des gaz) et la seule différence ici est de considérer comme nouvelle sortie le couple estimé. Cette estimation consiste, tout simplement, à utiliser le modèle statique moyen du couple présenté dans le chapitre de modélisation.

Rappelons la dynamique du rapport de compression exploitée dans le chapitre 3 :

$$\frac{d r_c}{d t} = \frac{1}{\tau_{r c}} (-r_c + r_{c r e f}) \tag{5.14}$$

Posons alors : $x_1 = r_c, x_2 = \dot{m}_{a t}, u_1 = r_{c r e f}, u_2 = \dot{m}_{a t r e f}$

Seulement le 1^{er} élément du vecteur d'état qui change, qui est décrit en (5.14) et la seule différence avec ce modèle, qu'on le commande avec deux paramètres, et bien sûr on va prendre comme sortie le couple moteur dont les variations sont décrites par un modèle statique (voir chapitre 3, les équations 3.35-3.40), sous la forme suivante :

$$C_{t o t} = F_3(x_1, x_2, P) \tag{5.15}$$

On obtient alors la représentation d'état suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{1}{\tau_{r c}} (u_1 - x_1) \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{\tau_m} (u_2 - x_2) \end{cases} \tag{5.16}$$

$y = f_3(x_1, x_2, P) x_2$ tel que $f_3(x_1, x_2, P) = F_3(x_1, x_2, P) / x_2$, Où $\underline{f}_3 \leq f_3(x_1, x_2, P) \leq \overline{f}_3$.

On remarque que dans cette représentation, on n'a de fonctions non linéaires, qu'au niveau de la sortie, où on retrouve la fonction $f_3(x_1, x_2, P)$.

En considérant le modèle (5.16) avec des incertitudes de modélisation sur les constantes du temps de la manette et du rapport r_c et sur la fonction $f_3(x_1, x_2, P)$, on obtient un modèle TS incertain de la forme (5.2) avec 2 règles floues dont les matrices sont :

$$A_1 = A_2 = \begin{pmatrix} -1/\tau_{r c} & 0 \\ 0 & -1/\tau_m \end{pmatrix}, B_1 = B_2 = \begin{pmatrix} 1/\tau_{r c} \\ 1/\tau_m \end{pmatrix}, C_1 = [0 \quad \underline{f}_3], C_2 = [0 \quad \overline{f}_3].$$

Les résultats, en simulation, de l'application de cette loi de commande sur notre moteur, sont donnés dans les figures ci-après.

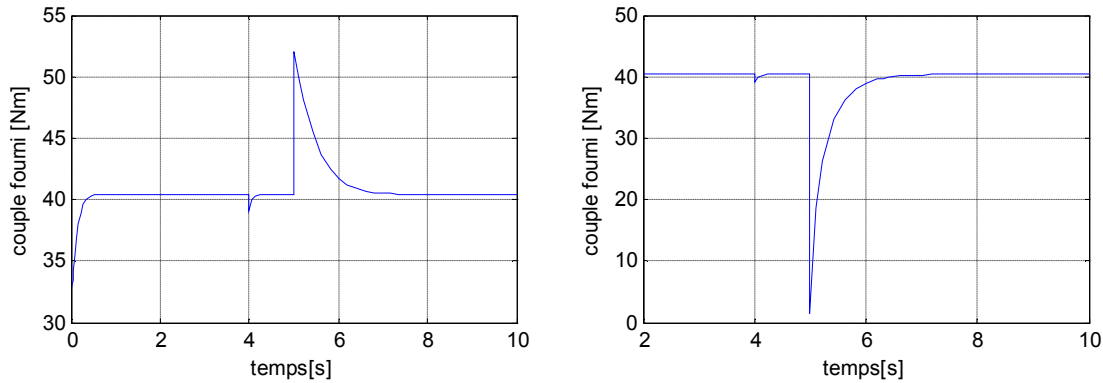


Figure 5.4. Couple fourni pour une variation du rapport de compression de 8 à 14 et de 14 à 8 pour un régime de 2000tr/mn

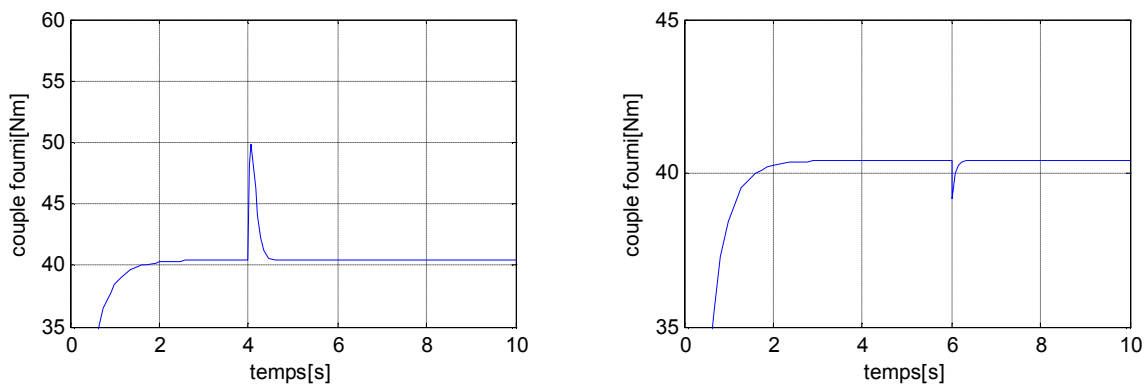


Figure 5.5. Couple fourni pour un échelon de perturbation positif sur la pression et négatif sur le débit d'air et pour un régime de 2000tr/mn

Les résultats de simulation montrent un bon rejet de perturbations au niveau du couple moteur, et pour des différents régimes. Et contrairement à la CMI, avec cette commande, le rejet de perturbation aura lieu même au niveau de la pression du collecteur.

IV-Calcul du modèle floue inverse

IV-1-Synthèse de la loi de commande par inversion du système

Intuitivement, un système placé en cascade avec son inverse (comme le montre la figure 5.6), délivre une relation d'identité entre la sortie du système et l'entrée de son inverse.

Le problème de suivi de trajectoire réside dans la détermination d'une entrée (commande) capable de forcer la sortie d'un système à suivre une trajectoire de référence admissible. Dans ce cas, la synthèse d'un contrôleur est ramenée à un problème de construction d'un système inverse [25].

L'idée d'utiliser l'inverse d'un système, pour résoudre le problème de suivi de trajectoire, n'est pas nouvelle. Car l'utilisation des systèmes inverses pour synthétiser des contrôleurs pour des systèmes linéaires a été suggérée déjà, dans les années 60.

D'une manière générale, dans un système à déphasage minimal, une entrée bornée garantit que la sortie reste bornée. Cependant, si le système est à déphasage non minimal, une inversion directe du système est impossible car elle conduit à l'explosion de l'entrée, Mais afin de remédier à ce problème, des techniques d'inversion approchée ont été utilisées.

Un peu plus tard, ces idées ont été étendues pour synthétiser des contrôleurs même pour une classe de systèmes non linéaires. L'extension des résultats des systèmes linéaires dans un contexte non linéaire est possible si l'existence d'une loi de commande capable de conduire la sortie d'un système vers la trajectoire de référence est démontrée. Cette existence peut être assurée en supposant que les conditions de commandabilité de sortie sont vérifiées.

Si l'on utilise une représentation d'état des systèmes dynamiques, une inversion directe ne peut pas être envisagée, car la sortie de ces systèmes ne dépend pas explicitement de la commande. Par contre, cette inversion est possible si une représentation entrée-sortie est adoptée. Cette propriété présente une autre motivation pour utiliser la représentation entrée-sortie [25].

IV-2-Synthèse de la loi de commande par l'inversion du système flou

L'objectif de cette thèse est la synthèse de contrôleurs flous capables de résoudre le problème de suivi de trajectoire. La philosophie adoptée réside dans la représentation floue incertaine de la dynamique du système non linéaire telle que schématisée par la Figure .

Dans ce cas, le contrôleur flou est choisi comme l'inverse du modèle flou nominal. Ensuite, des stratégies de robustification seront utilisées afin d'assurer la robustesse de la structure de commande vis-à-vis des incertitudes et/ou perturbations. Dans ce chapitre, l'inversion du modèle flou est intégrée dans un schéma de commande en boucle fermée. Cette inversion utilise les sorties du système et la trajectoire de référence pour délivrer la loi de commande.

IV-3-Inversion d'un système flou

L'objectif de ce paragraphe est de trouver une méthodologie capable de fournir le modèle inverse d'un modèle flou de TS à conclusion constante de la forme. Le principe de base de cette méthodologie est illustré sur la figure (5.6), pour une inversion par rapport à la variable $u(t)$.

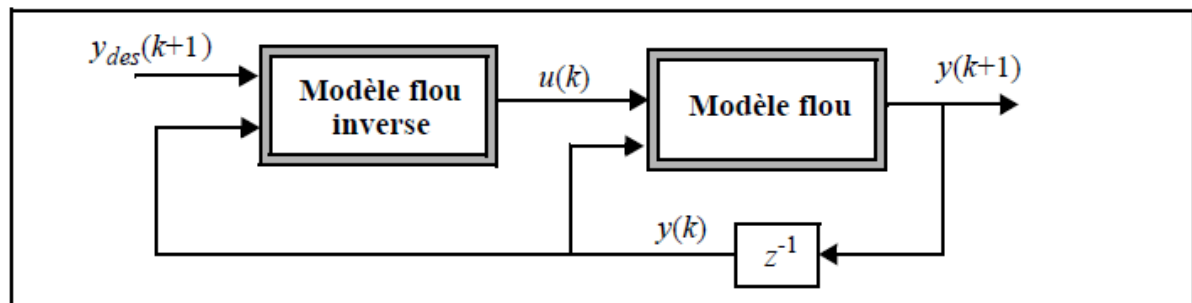


Figure 5.6. Inversion du modèle flou.

Il apparaît clairement sur la figure, que si l'objectif d'un modèle flou est de délivrer une sortie à partir d'une entrée, l'objectif de son modèle flou inverse est de reconstruire l'entrée à partir de sa sortie. Si l'entrée et sa reconstruction sont égales, l'inversion est exacte. Plusieurs méthodes d'inversion floue ont été proposées, et ils sont presque toutes équivalentes, l'utilisation d'une méthode ou d'une autre dépend donc uniquement du choix de l'utilisateur. Ce choix peut être justifié par le fait qu'une inversion peut être plus facile ou moins coûteuse à implanter que l'autre [25].

Notre objectif dans ce paragraphe est de développer une méthode d'inversion des systèmes flous qui sera dédiée aux problèmes de commande. Dans le cas simple d'un système flou à une seule entrée et une seule sortie, on peut imaginer obtenir directement son inverse par une permutation de la prémisse et de la conclusion dans chaque règle. Il est évident que cette technique ne peut être envisagée que si l'opérateur implantant le "si ... alors" est commutatif, ce qui n'est pas le cas lorsqu'une implication est utilisée.

Dans les systèmes flous de TS à conclusion constante de la forme (5.2) ce problème ne se pose pas, car l'opérateur produit, utilisé dans l'inférence, n'est pas une implication, mais une conjonction. Par contre, la différence de nature entre la prémisse et la conclusion d'une règle nécessite le développement d'interfaces numérique/symbolique et

symbolique/numérique. Cette approche d'inversion directe de règles qui va être développée dans la suite de ce paragraphe.

La présentation que nous avons adoptée consiste à d'abord traiter l'inversion sur une maille puis à considérer ensuite le problème d'inversion du système global. Sur chaque maille, on réalisera une inversion des règles telle que préconisée précédemment.

IV-3-1-Principe de l'inversion floue

Dans ce paragraphe, nous nous intéressons à l'élaboration d'une stratégie d'inversion floue élémentaire en se basant sur l'interprétation et la manipulation des symboles flous de chaque règle. De manière générale, cette technique d'inversion repose sur un raisonnement logique, tel qu'un expert le ferait.

Comme nous avons montré dans la première partie chaque règle de notre système s'écrit :

$$R_i : \text{si } z_1(t) \text{ est } F_1^i \text{ et } \dots \text{ et } z_p(t) \text{ est } F_p^i \text{ alors } \begin{cases} x(t) = A_i x(t) + B_i u(t) \\ y(t) = C_i x(t) \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, r$$

Une inversion de la règle est alors directement possible et pourrait s'énoncer:

« Si on désire que notre système soit sous la forme précédente alors il suffit d'avoir un sous ensemble pour chaque prémisse » [25].

Si $y(t) = C_i x(t)$ donc $y(t + 1) = C_i x(t + 1)$.

Pour le cas continu, on aura $y(t) = C_i x(t)$,

Et on remplaçant l'expression de $x(t)$ dans l'équation en dessus, on aura :

$$y(t) = C_i (A_i x(t) + B_i u(t)) \tag{5.17}$$

Donc, en considérant $y(t)$ comme la sortie désirée, on pourra calculer $u(t)$ comme suit :

$$u(t) = (Y_d e^{s-} - C_i A_i x(t)). (C_i B_i)^{-1} \tag{5.18}$$

Comme nous l'avons vu précédemment, la base de règles d'un sous système est limitée aux nombres des non linéarités. Donc l'inversion règle par règle, donne alors le système inverse global décrit par ces règles inversées.

On peut vérifier que l'inversion ainsi effectuée est exacte, en remplaçant la commande retrouvée par l'inversion, comme entrée dans le système. On retrouve l'égalité, ce qui prouve l'exactitude de l'inversion. Comme précédemment, l'existence d'une solution inverse repose, d'une part, sur le fait que u soit calculable et, d'autre part, que le résultat calculé appartienne effectivement au système considéré.

IV-3-2- Application de cette inversion pour le système floue en couple

Notre but est de trouver la commande qu'on doit appliquer pour y arriver à la sortie désirée, et comme la variable qu'on veut commander est le couple fourni par le moteur à taux de compression variable, on va donc inverser le modèle floue en couple retrouvé dans la section précédente, et la commande appropriée se calcule comme suit :

$$u(t) = \frac{((C_i B_i)^{-1} Y_r e^{-\int \sum_i^r} = \dot{h}_i(t) C_i^{-1} A_i B_i^{-1} Y(t))}{\sum_i^r = \dot{h}_i(t)} \quad (5.19)$$

Donc d'après cette formule, on voit bien qu'on a besoin de la sortie de notre système floue, et même les paramètres associés au système, pour avoir la sortie désirée.

Les résultats de la simulation sont retrouvés dans le graphe en-dessous :

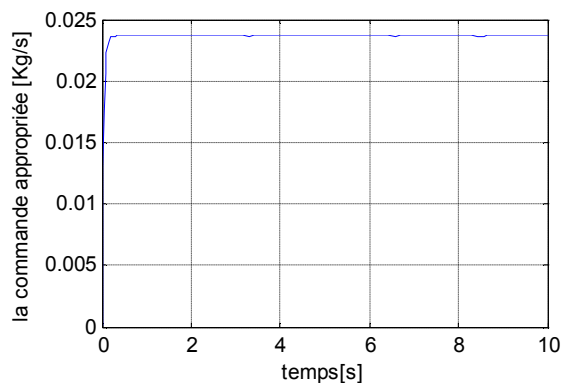


Figure 5.7. Débit massique d'air reconstruit à partir du couple du moteur désirée.

D'après ce graphe, on voit très bien que la commande en couple moteur, qui est dans notre cas le débit d'air massique, est très bien reconstruite, qui valide l'inversion de notre modèle.

Ceci nous permet de pouvoir construire la commande appropriée pour chaque sortie désirée.

V- Conclusion

Dans cette partie, différentes applications de lois de commande robustes sur le circuit d'air d'un moteur thermique à compression variable ont été présentées. L'objectif est, bien sûr, d'agir sur les performances du moteur en matière de variations du couple fourni, afin de bien assurer la consommation du carburant et des émissions polluantes.

L'approche de commande est celle s'appuyant sur des représentations par de modèles flous de type TS du système. Les principaux avantages de cette méthode sont, d'une part, son application à une large classe de systèmes non linéaires et d'autre part sa possibilité d'inversion, et contrairement à la CMI, son application pour plusieurs régimes.

Finalement, afin d'assurer une bonne robustesse de ce modèle, il faut choisir une loi de commande plus robuste que celle développée dans ce chapitre, comme la CMIF, par exemple.

Conclusion Générale

La modélisation du système a prouvé que le système étudié est très complexe, et malgré toutes les simplifications supposées, il n'était pas loin de la réalité, qui peut être vu dans la comparaison avec les résultats expérimentaux, qui va être une bonne référence pour son control.

Cependant la partie la plus importante de cette thèse, est l'étude du comportement du système via le couple fourni.

Bien que la commande de la plus part des moteurs conventionnels, soit encore conçu à partir des théories de l'automatique linéaire, des méthodes plus avancées tenant compte du caractère non linéaire doivent être envisagées pour les applications exigeants de grandes performances dynamiques telles que la variation du rapport de compression.

Dans cette perspective, en premier temps, on a utilisé la CMI, l'avantage avec cette commande est qu'elle ne laisse qu'un seul paramètre à identifier, qui facilite le réglage du contrôleur. Et les résultats de la simulation ont démontré sa capacité à réduire l'effet des variations du rapport de compression.

Pour atteindre tous nos objectifs, on a été amené à réaliser une modification de notre structure de base, puis de l'approximer avec des régulateurs classiques afin de faciliter son industrialisation.

Toute fois, cette méthode suppose une connaissance de la dynamique du système, chose qu'on ne peut admettre pour un système complexe tel que le moteur, pour qui l'élaboration du modèle nécessitait plusieurs hypothèses et négligeait plusieurs phénomènes.

Et comme la représentation d'un procédé non linéaire, comme le système de notre thèse, par un modèle mathématique exact, est démontré d'être très difficile surtout pour la synthèse de la loi de commande. Pour cela, une solution de ce problème peut être envisagée avec la construction d'un modèle flou, où les relations sont exprimées par des règles floues.

Comme cette représentation floue n'est qu'une approximation de la réalité physique, nous proposons d'introduire une incertitude additive dans le modèle. Dans ce cas, le problème de la commande peut être résolu en, en inversant le modèle conçu, pour la synthèse de la loi de commande qui assure la stabilité des structures bouclées et leur robustesse vis-à-vis cette incertitude.

Pour toutes les lois de commande élaborées, l'étude de la stabilité du système bouclé était faite par l'approche de Lyapunov.

Si les résultats obtenus dans ce travail sont encore à améliorer, des résultats théoriques concernant l'emploi de ces méthodes ont été validés. Ils ont aussi l'avantage d'être robuste vis-à-vis les erreurs de modélisation, ce qui est important vu les difficultés d'obtention des modèles très précis du moteur.

Le taux de compression variable est la solution la plus prometteuse pour réduire la consommation des moteurs à essence du futur. Ce qui permet d'exploiter le savoir faire actuel des motoristes, relativement à la maîtrise de la combustion et des performances.

Le futur travail qui peut améliorer cette nouvelle technique, et qui n'a pas été réalisé dans cette thèse, on propose de :

- Etendre le modèle avec la modélisation du compresseur, et l'échangeur de chaleur.

L'application de cette technique (VCR) sur un moteur diesel, car elle aussi n'est pas dénuée d'intérêt.

- Utiliser d'autres types d'approximations universelles tel que : les réseaux de neurones.
- Hybrider cette technique avec la technique de turbo-suralimentation, pour arriver à une bonne réduction de consommation en carburant, et des émissions polluants.
- Tester cette technique sur un moteur hybride, afin de rassembler ses avantages avec ceux du moteur électrique.
- Plus de validations expérimentales de ces techniques, et leurs commandes doivent être réalisées en temps réel, qui donnera d'autres moyens pour améliorer les résultats obtenus et s'attaquer à d'autres problèmes de contrôle.

Bibliographies:

- [1] A.BERGSTRÖM, «Torque Modeling and Control of a Variable Compression Engine», these de Master, Department d'électronique, Linköping University, Sweden, 2003.
- [2] A.CLENCI, P.PODEVIN, «Moteurs à taux de compression variable: utilisation rationnelle de l'énergie dans les moteurs à combustion interne et environnement», 6ème conférence, Université de Pitesti, Roumanie, et Conservatoire National des Arts et Métiers Paris, France, Mars2005.
- [3] A.CLENCI, P.PODEVIN, «Moteurs à taux de compression variable», Techniques d'Ingénieur, Référence BM2525, 10 Octobre 2008.
- [4] B.Bergeon, «De la commande à modèle interne au problème standard», Thèse de master, Université Bordeaux 1, EEA-853, 2009-2010.
- [5] B.ENAUX, «Simulation aux Grandes Échelles d'un moteur à allumage commandé - Évaluations des variabilités cycliques», Thèse du Doctorat, Spécialité : Dynamique Des Fluides, Université de Toulouse: Institut National Polytechnique, 2010.
- [6] B.VULTURESCU, «Contribution à la commande robuste des systèmes Electromécaniques par la méthode du Modèle de comportement : Application à la commande des systèmes multi machines», Thèse du Doctorat, Spécialité : Génie Electrique, Université des sciences et technologies de Lille, et Université Politehnica de Bucarest, 2002.
- [7] C.WINGE VIGILD, «The internal combustion engine: modelling, estimation and control issue», Thesis of Doctor of Philosophy, Technical University of Denmark, Institute of automation, December 2001.
- [8] D.KHIAR, «Modélisation et Commande d'un Moteur Thermique à Allumage Commandé», Thèse du Doctorat, spécialité automatique, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, Laboratoire LAMIH, 04 mai 2007.
- [9] E.HENDRICKS, «Engine Modelling for Control Applications: A Critical Survey Technical», University Of Denmark (DTU), Institute Of Automation, 1997.
- [10] E.HENDRICKS, «Mean Value SI Engine Model For Control Studies», Servolab And ImSOR Spencer Sorenson Laboratory For Energetic, The Technical University Of Denmark.
- [11] E.HENDRICKS AND J.B.LUTHER, «Model and Observer based control of internal combustion engines», Institute for Automation, Technical University of Denmark, (DTU), Article DK-2800 Kongens Lyngby, Denmark.
- [12] F.TAIBI, «La commande à Modèle Interne Projet de Séminaire d'Automatique», ENP, Alger, Juin 2007.

- [13] H.GACEM, «Bioréacteur de fermentation : Applications d'une commande neuro-floue et d'un PI calculé à base d'un contrôleur à modèle interne», Thèse D'ingénieur en Automatique, ENP, Alger, Juin2010.
- [14] H. COPPIER¹, M. CHADLI², H. JACQUIN³, P. DELESALLE³, «Application industrielle d'un Régulateur à Modèle Interne (RMI) du nième ordre avec compensation de perturbations mesurables», Article, ¹ESIEE-Amiens, ²UPJV-Mis (E.A. 4290)-Amiens, ³Schneider Electric.
- [15] J.WEISSMANN, «Carburants et Combustibles pour Moteurs à Combustion Interne», edition Technip paris, 1970.
- [16] L.SAÏDI, «Commande A Modèle Interne : Inversion Et Equivalence Structurale», Thèse du Doctorat, Université De Savoie, 1996.
- [17] L.ERIKSSON, «Modeling and Control of Turbocharged SI and DI engines: Vehicular Systems», Article of Electrical Department, Linköping University, Sweden, December 2006.
- [18] M. BARREAU, «Moteurs à combustion interne. Cycle Beau de Rochas & Otto : problème de la puissance», Cours De Thermodynamique N°6.
- [19] M.NYBERG, A.PERKOVIC, «Model Based Diagnosis of Leaks in the Air-Intake System of an SI-Engine», Article about Vehicular Systems, ISY, Linköping University, Sweden.
- [20] M.R.SAEEDI, «A Mean Value Internal Combustion Engine Model in MapleSim», Thesis Of Master Of Applied Science In Mechanical Engineering, University Of Waterloo, Ontario, Canada, 2010.
- [21] M.SEILIGER, «Moteurs et Turbines à Combustion Interne»,
- [22] M.THAM, «Internal Model Control, Part of a set of lecture notes on Introduction to Robust Control», 2002.
- [23] P.GUIBERT, «Modélisation du Cycle Moteur, Moteur à Allumage Commandé», techniques d'Ingénieur, Référence BM2511, 10 Janvier 2005.
- [24] R.ARGOLINI, V.BLOISI, «on optimal control of the wastegate in a turbocharged SI engine», Thesis of Master, KTH, Electrical Engineering, Stockholm, Sweden, June 2007.
- [25] R.BOUKEZZOULA, «Commande Floue D'une Classe de Systèmes Non Linéaires: Application Au Problème de Suivi de Trajectoire», Thèse du Doctorat, Laboratoire d'Automatique et de Micro-informatique Industrielle (LAMII/CESALP) de l'Ecole Supérieure d'Ingénieurs d'Annecy, Université de SAVOIE, 31 Mars 2000.
- [26] R.KARMIGGELT, «Mean Value Modelling of a S.I. Engine», Eindhoven University of Technology (EUT), Department of Mechanical Engineering, Section Systems and Control, Eindhoven, October 1998.

- [27] «Two-Degree of Freedom Internal Model Control», Chapter 4.
- [28] «Reciprocating Internal Combustion Engines» Chapter 6, pages (224,261).
- [29] «THROTTLE AIR BY PASS VALVE», TOMCO TECH Tips, Printed in USA, 1995.
- [30] «How the PCV Valve Works? », October 2006.
- [31] «Moteur à taux de compression variable MCE-5», (<http://www.mce-5.com>).
- [32] «Saab Reveals Unique Engine Concept that Offers High Performance and Low Fuel Consumption», The SAAB Network, (<http://www.SAABNET.com>)