



**HAL**  
open science

# Modélisation et commande d'un moteur thermique à allumage commandé

Djamel Khiar

► **To cite this version:**

Djamel Khiar. Modélisation et commande d'un moteur thermique à allumage commandé. Automatique / Robotique. Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, 2007. Français. NNT : . tel-00156791

**HAL Id: tel-00156791**

**<https://theses.hal.science/tel-00156791v1>**

Submitted on 22 Jun 2007

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# THÈSE

présentée à

L'UNIVERSITÉ DE VALENCIENNES  
ET DU HAINAUT-CAMBRESIS

pour obtenir le grade de

**DOCTEUR D'UNIVERSITÉ**

spécialité

Automatique

par

**Djamel KHIAR**

Ingénieur en Automatique de l'Université de Tizi-Ouzou

## Modélisation et Commande d'un Moteur Thermique à Allumage Commandé

Soutenue le 04 mai 2007 devant la commission d'examen :

MM.

Noureddine

Saïd

Kouider Nacer

Yann

Thierry Marie

Jimmy

Thierry

**MANAMANNI**

**MAMMAR**

**M'SIRDI**

**CHAMAILLARD**

**GUERRA**

**LAUBER**

**FLOQUET**

Professeur à l'Université de Reims

Professeur à l'Université d'Évry Val-d'Essonne

Professeur à l'Université Aix-Marseille

HDR-MdC à l'Université d'Orléans

Professeur à l'Université de Valenciennes

MdC à l'Université de Valenciennes

CdR-CNRS à l'École Centrale de Lille

(rapporteur)

(rapporteur)

(examinateur)

(examinateur)

(directeur)

(co-directeur)

(co-directeur)







# THÈSE

présentée à

L'UNIVERSITÉ DE VALENCIENNES  
ET DU HAINAUT-CAMBRESIS

pour obtenir le grade de

**DOCTEUR D'UNIVERSITÉ**

spécialité

Automatique

par

**Djamel KHIAR**

Ingénieur en Automatique de l'Université de Tizi-Ouzou

## Modélisation et Commande d'un Moteur Thermique à Allumage Commandé

Soutenue le 04 mai 2007 devant la commission d'examen :

MM.

Noureddine

Saïd

Kouider Nacer

Yann

Thierry Marie

Jimmy

Thierry

**MANAMANNI**

**MAMMAR**

**M'SIRDI**

**CHAMAILLARD**

**GUERRA**

**LAUBER**

**FLOQUET**

Professeur à l'Université de Reims

Professeur à l'Université d'Évry Val-d'Essonne

Professeur à l'Université Aix-Marseille

HDR-MdC à l'Université d'Orléans

Professeur à l'Université de Valenciennes

MdC à l'Université de Valenciennes

CdR-CNRS à l'École Centrale de Lille

(rapporteur)

(rapporteur)

(examinateur)

(examinateur)

(directeur)

(co-directeur)

(co-directeur)



## Remerciements

Je commence par remercier « monsieur le professeur flou de type TS » Thierry-Marie Guerra (TMG pour les intimes) de m'avoir accepté dans son groupe de recherche, qui m'a offert la chance de préparer et d'aller jusqu'au bout de cette thèse de doctorat en automatique « the hidden technology ». TMG, je te dis mille mercis.

La deuxième personne à qui je dois des remerciements est sans doute Jimmy Lauber que je considère comme un véritable ami, merci « jim » pour ta gentillesse et pour ta sympathie. Je tiens à remercier aussi Thierry Floquet qui a participé à l'encadrement de ma thèse. Mes sincères remerciements vont aussi à toutes les personnes ayant participé au jury de ma soutenance de thèse (Mrs : N. M'Sirdi, N. Manamanni, S. Mammam, Y. Chamailard). Je n'oublierais pas aussi les familles Guerra et Lauber (Murielle et Jérémie d'un côté et Séverine, Nicolas, Clément et la toute petite Emma) qui m'ont accueilli, en ami, chez eux à maintes reprises.

Maintenant, je me tourne vers le groupe de choc et ces membres si brillants : Hakim (le plus grand réservoir de bière au monde *flou*). Pierre (l'inventeur du scrabble *flou*), Jérôme (le suisse avec accent ch'nord, c'est '*flou*'). A Alex (l'Etna qui crache plein, plein d'idées '*floues*'), Mohamed (le général major qui s'intéresse à la robotique, c'est toujours *flou* !!!), Miguel qui fait son escale en France pour vérifier la validité de sa conception '*floue*' du monde et enfin à Gérard (El hadi) pour qui, que ce soit pour les robot ou pour les humains « a ya ya ye » tout reste '*flou*'. Avant de finir, je remercie, pour leur sympathie, tous les « fonctionnaires *flous* » du labo : lolo (Laurent), François, Hélène, Sébastien, Michel et tous « les pauvres stagiaires » pour qui l'avenir reste, certes, '*flou*' mais plein d'espoir : Elvis, Hichem, Fouad, Guillaume, Dhahar, Pernelle et Sabrina et enfin à tous les gens du LAMIH.

Je rends hommage aussi aux enseignants de l'université de Tizi-Ouzou particulièrement et à tous ces profs algériens qui continuent à donner le meilleur d'eux même pour la formation des nouvelles générations.

Enfin, je termine par les être qui me sont les plus chers au monde. A « vava », « yemma », « itmatniw : Zohra, Mira, Hayet, Samir, Souhila, Assia, Hocine », à « Zi-Rabah » qui m'a énormément aidé. Vous êtes tout simplement ma famille qui m'a tout donné et à laquelle je dois énormément, je tiens à rendre hommage à mes parents qui, certes, n'ont pas connu l'école mais qui ont toujours su nous faire aimer le savoir. Merci infiniment et c'est à vous que je dédie ce travail.

« Pour mon père, ma mère et mes deux petites nièces Mélissa et Yasmine »



## Sommaire

<i>Sommaire</i> .....	- 1 -
<i>Table des Notations</i> .....	- 5 -
<i>Introduction Générale</i> .....	- 7 -
<i>Chapitre 1 : État de l'art sur la modélisation et commande des moteurs thermiques suralimentés en air</i> .....	- 12 -
<b>1) Introduction</b> .....	- 12 -
<b>2) Généralités sur les moteurs thermiques à allumage commandé</b> .....	- 12 -
<b>3) La suralimentation et la réduction de la cylindrée des moteurs thermiques</b> .....	- 14 -
3.1) Principe de la suralimentation .....	- 14 -
3.2) Pilotage des turbocompresseurs .....	- 16 -
<b>4) Etat de l'art sur la modélisation du circuit d'admission des moteurs</b> .....	- 17 -
4.1) Modélisation de l'admission d'air .....	- 18 -
4.2) Modélisation du turbocompresseur .....	- 26 -
4.3) La dynamique de l'essence .....	- 29 -
<b>5) Modélisation du couple moteur</b> .....	- 32 -
<b>6) Etat de l'art sur la commande du circuit d'admission et du couple moteur</b> .....	- 34 -
6.1) Commande et estimation du couple moteur .....	- 37 -
6.2) Commande indirecte en couple .....	- 40 -
6.3) Commande de l'admission du carburant .....	- 41 -
<b>7) Conclusion</b> .....	- 43 -
<i>Chapitre 2 : Modèle « orienté » contrôle et estimateur pour un moteur thermique à allumage commandé</i> .....	- 46 -
<b>1) Introduction</b> .....	- 46 -
<b>2) Le banc d'essais moteur</b> .....	- 47 -
<b>3) Algorithmes pour l'estimation des paramètres des modèles</b> .....	- 49 -
3.1) Modèles linéaires par rapport aux paramètres .....	- 50 -
3.2) Estimation des paramètres de modèles non linéaires .....	- 50 -
<b>4) Modèles pour la commande de l'admission d'air du moteur</b> .....	- 51 -
4.1) Modèle de la pression dans le collecteur d'admission d'air .....	- 52 -
4.2) Modèle du débit moyen d'air admis dans les cylindres.....	- 52 -

## Sommaire

---

4.3)	Modèle du débit d'air traversant la vanne papillon .....	- 54 -
4.4)	Modèle de commande pour la pression de suralimentation.....	- 59 -
4.5)	Modèle statique du couple moteur .....	- 63 -
<b>5)</b>	<b>Estimation du couple moteur instantané.....</b>	<b>- 66 -</b>
5.1)	Observateur à grand gain.....	- 69 -
5.2)	Observateur à modes glissants d'ordre deux .....	- 70 -
5.3)	Application à l'estimation du couple instantané.....	- 71 -
5.4)	Résultats de simulation.....	- 72 -
<b>6)</b>	<b>Récapitulatif des équations du modèle .....</b>	<b>- 74 -</b>
<b>7)</b>	<b>Conclusion.....</b>	<b>- 75 -</b>
<i>Chapitre 3 : Lois de commande pour le moteur thermique .....</i>		<i>- 78 -</i>
<b>1)</b>	<b>Introduction .....</b>	<b>- 78 -</b>
<b>2)</b>	<b>Modèles flous de type Takagi-Sugeno .....</b>	<b>- 78 -</b>
<b>3)</b>	<b>Etude de la stabilité et stabilisation des modèles flous de type TS.....</b>	<b>- 80 -</b>
3.1)	Conditions de base pour la stabilisation quadratique des modèles flous TS .....	- 80 -
3.2)	Structure intégrale et rejet de perturbation .....	- 83 -
<b>4)</b>	<b>Application à la commande du circuit d'air d'un moteur thermique à allumage commandé :.....</b>	<b>- 84 -</b>
4.1)	Suivi de consigne en pression collecteur d'un moteur à aspiration naturelle .....	- 84 -
4.2)	Extension au cas du moteur avec turbocompresseur .....	- 91 -
<b>5)</b>	<b>Approche de stabilisation robuste des modèles flous TS incertains .....</b>	<b>- 95 -</b>
<b>6)</b>	<b>Application à la commande en couple d'un moteur à aspiration naturelle .....</b>	<b>- 101 -</b>
6.1)	Modèle moyen pour la commande en couple.....	- 101 -
6.2)	Calcul de la loi de commande en couple.....	- 102 -
6.3)	Résultats de simulation.....	- 103 -
<b>7)</b>	<b>La régulation de la richesse du mélange air-essence.....</b>	<b>- 105 -</b>
7.1)	Formulation du problème TS à retards.....	- 105 -
7.2)	Obtention du modèle TS et de la loi de commande PDC associée.....	- 107 -
7.3)	Résultats de simulation.....	- 108 -
<b>8)</b>	<b>Conclusion.....</b>	<b>- 111 -</b>
<i>Chapitre 4 : Processus et résultats expérimentaux.....</i>		<i>- 114 -</i>
<b>1)</b>	<b>Introduction .....</b>	<b>- 114 -</b>
<b>2)</b>	<b>Le banc d'essais moteur.....</b>	<b>- 115 -</b>

## Sommaire

---

<b>3) Principe de la commande du circuit d'air</b> .....	<b>118 -</b>
<b>4) Commande en pression collecteur dans le cas de moteur atmosphérique</b> .....	<b>119 -</b>
<b>5) Suivi de consigne en couple</b> .....	<b>123 -</b>
<b>6) Commande du moteur avec turbocompresseur</b> .....	<b>127 -</b>
6.1) Commande linéaire de la vanne de décharge .....	128 -
6.2) Commande non linéaire de la vanne de décharge .....	130 -
<b>7) Conclusion</b> .....	<b>132 -</b>
<i>Chapitre 5 : Conclusions et perspectives</i> .....	<i>134 -</i>
<b>1) Introduction</b> .....	<b>134 -</b>
<b>2) Commande de la vanne de décharge basée sur les modes glissants d'ordre 2</b> .....	<b>134 -</b>
2.1) Algorithme du super-twisting.....	134 -
2.2) Application à la commande de la pression de suralimentation.....	135 -
<b>3) Méthode de synthèse systématique de commande du moteur</b> .....	<b>137 -</b>
<b>4) Conclusion</b> .....	<b>140 -</b>
<i>Bibliographie</i> .....	<i>143 -</i>
<i>Références personnelles</i> .....	<i>156 -</i>
<i>Annexe A</i> .....	<i>159 -</i>
<i>Annexe B</i> .....	<i>163 -</i>

## Table des Notations

Seules les variables principales sont reprises dans ce glossaire :

$\delta_{av}$	: angle d'avance à l'allumage ( $^{\circ}$ )
$C_m$	: couple moteur efficace (obtenu sur l'arbre) ( $Nm$ )
$C_r$	: couple résistant ( $Nm$ )
$C_{osc}$	: couple des masses en oscillation ( $Nm$ )
$C_f$	: couple de frottements ( $Nm$ )
$C_i$	: couple moteur indiqué ( $Nm$ )
$\dot{m}_{pap}$	: débit d'air frais dans le collecteur ( $kg \cdot s^{-1}$ )
$\dot{m}_{cyl}$	: débit massique d'air entrant dans les cylindres
$\dot{m}_f$	: débit massique d'essence entrant dans les cylindres ( $kg \cdot s^{-1}$ )
$\dot{m}_{fv}$	: débit massique d'essence sous forme de vapeur ( $kg \cdot s^{-1}$ )
$\dot{m}_{ff}$	: débit massique d'essence sous forme liquide ( $kg \cdot s^{-1}$ )
$\dot{m}_{inj}$	: débit massique en sortie d'injecteur ( $kg \cdot s^{-1}$ )
$P_{col}$	: pression dans le collecteur d'admission ( $Pa$ )
$P_{ech}$	: pression dans le collecteur d'échappement ( $Pa$ )
$P_{ic}$	: pression après l'échangeur de chaleur ( $Pa$ )
$P_{at}$	: pression atmosphérique ( $Pa$ )
$R$	: constante des gaz spécifique de l'air ( $\approx 287 J \cdot kg^{-1} \cdot ^{\circ}K^{-1}$ )
$T_{col}$	: température dans le collecteur d'admission ( $^{\circ}K$ )
$T_{ech}$	: température dans le collecteur d'échappement ( $^{\circ}K$ )
$T_{ic}$	: température après l'échangeur de chaleur ( $^{\circ}K$ )
$T_{at}$	: température ambiante ( $^{\circ}K$ )
$T_{comb}$	: couple de combustion ( $Nm$ )
$\lambda_{cyl}$	: rapport air-essence

Table des notations

---

$\lambda_s$	: rapport air-essence stœchiométrique
$\lambda$	: richesse mesurée du mélange air/essence
$\phi_{\text{pap}}$	: ouverture du papillon de l'air frais (%)
$\phi_{\text{pap}}^\circ$	: angle d'ouverture du papillon de l'air frais ( <i>rad</i> )
$\phi_{\text{pap}_c}$	: commande du papillon de l'air frais (%)
$\phi_{c\_wg}$	: commande de fermeture de la vanne de décharge (wastegate) (%)
$P$	: puissance ( <i>watt</i> )
$P_c$	: puissance consommée par le compresseur ( <i>watt</i> )
$P_t$	: puissance fournie par la turbine ( <i>watt</i> )
$P_{\text{pertes}}$	: pertes en puissance ( <i>watt</i> )
$\theta$	: angle du vilebrequin ( <i>rad</i> )
$\dot{\theta}$	: régime instantané du moteur thermique ( <i>rad.s<sup>-1</sup></i> )
$\ddot{\theta}$	: accélération instantanée du moteur thermique ( <i>rad.s<sup>-2</sup></i> )
$N_e$	: régime du moteur thermique ( <i>tr.min<sup>-1</sup></i> )
$\omega_{tc}$	: régime du turbocompresseur ( <i>rad.s<sup>-1</sup></i> )
$\dot{\omega}_{tc}$	: accélération du turbocompresseur ( <i>rad.s<sup>-2</sup></i> )
$I_m / I_e$	: moment d'inertie du moteur thermique ( <i>kg.m<sup>2</sup></i> )
$I_{tc}$	: moment d'inertie du turbocompresseur ( <i>kg.m<sup>2</sup></i> )
$n_{\text{cyl}}$	: nombre de cylindres
$\eta_{\text{comb}}$	: rendement de combustion du moteur (%)
$\eta_{\text{th}}$	: rendement thermodynamique du moteur (%)
$\eta_{\text{cycle}}$	: rendement cyclique du moteur (%)
$\eta_{\text{mec}}$	: rendement mécanique du moteur (%)
$\eta_{\text{global}}$	: rendement globale du moteur (%)
$\eta_v$	: rendement volumétrique (%)
$\eta_{\text{ess}}$	: rendement de conversion d'essence (%)

## Table des notations

---

$r_c$	: rapport de compression du moteur
$\rho_{air}$	: densité de l'air ( $kg.m^{-3}$ )
$Q_{ess}$	: constante énergétique de l'essence ( $kg.s^{-1}.watt^{-1}$ )
$V_{col}$	: volume du collecteur d'admission ( $m^3$ )
$V_d$	: cylindrée totale du moteur thermique ( $m^3$ )

## Introduction Générale

Durant ces dernières années, la commande à base de modèle est devenue une orientation systématique dans beaucoup de secteurs industriels (mécanique, chimique, électrique,...). Cette approche de commande est encouragée par l'apparition de nouveaux outils informatiques, très puissants, permettant de réaliser des simulations assez précises des processus commandés. L'apparition de ces outils logiciels de modélisation a été accompagnée par une évolution au niveau matériel (cartes électroniques multifonctions). L'ensemble (matériel et logiciel) a donné naissance à ce qu'on appelle « les systèmes de prototypage rapide ». Cela a remarquablement facilité le passage de la simulation à l'implémentation, en temps réel, des lois de commandes et des observateurs. L'un des domaines les plus concernés par cette évolution est l'industrie automobile. Dans ce secteur, les systèmes de prototypage rapide permettent de répondre aux besoins des concepteurs de toutes les parties à automatiser dans un véhicule (système de traction, commande des accessoires, ...) avec une multitude d'avantages, dont essentiellement, le gain de temps et d'énergie et par conséquent, un meilleur gain économique. D'un autre côté, il est devenu plus intéressant de tester les algorithmes des commandes (linéaires et non linéaires) en boucle fermée qui représentent une meilleure alternative aux méthodes conventionnelles (utilisation de cartographies et commande en boucle ouverte) pour les industriels du monde automobile afin de répondre aux nouvelles réglementations et exigences du marché.

Ce travail entre dans le cadre de la commande des moteurs thermiques à allumage commandé à injection indirecte multipoint. Par définition, le moteur thermique alternatif est une machine de conversion d'énergie chimique contenue dans un mélange carburant-comburant en une énergie mécanique sous forme de rotation du vilebrequin.

Vu son autonomie de fonctionnement, le moteur thermique reste, de loin, 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 l'ordre de 36 % pour un moteur à essence et de 42 % pour un moteur Diesel. C'est-à-dire, qu'en moyenne, une plus grande partie de l'énergie fournie par le carburant est perdue, sous forme de chaleur dissipée dans l'atmosphère. En plus, des contraintes supplémentaires viennent s'ajouter à cet inconvénient. Ces dernières concernent les réglementations économiques et environnementales de plus en plus sévères. Ces nouvelles exigences sont dues au fait que les systèmes de transport restent, d'un côté, l'une des plus

grandes sources de pollution atmosphérique. D'un autre côté, l'épuisement des ressources mondiales en pétrole est accompagné par une flambée des prix des carburant, ce qui devient de plus en plus insupportable pour les consommateurs.

Le diagramme (figure 1) illustre comment les émissions de  $CO_2$  se répartissent entre différents secteurs de consommation. Le transport apparaît comme deuxième source de pollution.

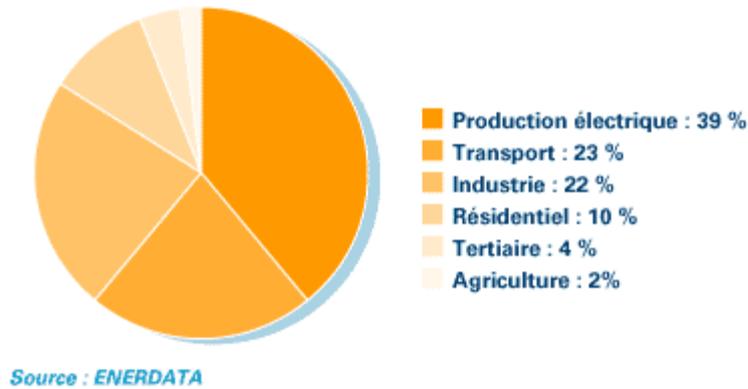


Figure 1. Répartition par secteur des émissions de  $CO_2$  dans le monde

Le  $CO_2$  n'est que l'un des gaz à effet de serre produit par les moteurs thermiques ( $NO_x, CO, HC$ ) sans oublier que le nombre de véhicules ne cesse d'augmenter (figure 2).

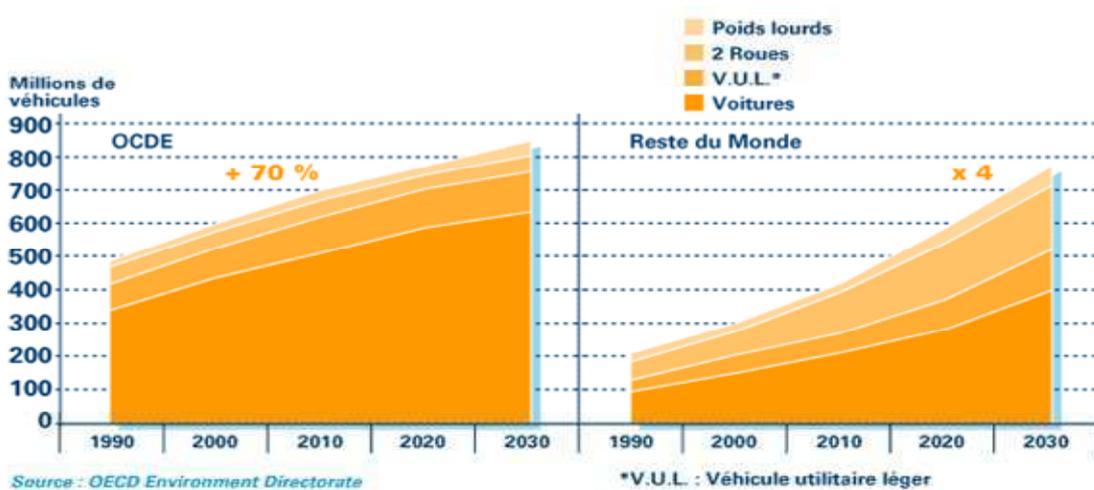


Figure 2. Croissance du parc automobile mondial (1990-2030)

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  $CO_2$ , pour passer à 140 g/km parcouru en 2008, ce niveau pouvant être encore abaissé à 120 g/km parcouru en 2012.

Parmi les solutions permettant d'améliorer les performances du moteur (rendement, consommation,...), la suralimentation des moteurs à cylindrées réduites (Downsizing) s'avère assez efficace. Cette option s'appuie sur l'utilisation d'un turbocompresseur, par exemple, pour augmenter la pression à l'admission au delà de la valeur atmosphérique. Cette élévation de la pression à l'admission influe directement sur le remplissage en air des cylindres, et par conséquent, sur le couple fourni par le moteur et son rendement. Ce type de système fonctionne assez bien avec les moteurs Diesel. Avec les moteurs à essence, il faut tenir compte de contraintes supplémentaires liées à la dynamique du système de suralimentation ainsi que certaines limites imposées afin d'éviter des problèmes (apparition des cliquetis) de fonctionnement du moteur.

Le thème principal de ce travail concerne donc la commande du circuit d'air et du circuit d'essence des moteurs thermiques à allumage commandé. La présentation se décompose en cinq chapitres.

Le premier chapitre commence par la présentation d'un aperçu rapide du fonctionnement des moteurs thermiques à allumage commandé avec suralimentation en air. Il donne un état de l'art concernant la modélisation orientée « contrôle » et la commande du circuit d'admission d'air-essence. La problématique de l'estimation et de la commande du couple moteur est également exposée.

Dans le deuxième chapitre, on s'intéresse aux modèles qui seront mis en œuvre dans la suite du mémoire. Il s'agit de faire un compromis entre complexité du modèle et adéquation aux synthèses des lois de commande proposées. Pour ce faire, ce sont des modèles moyens qui sont décrits. Ces derniers se doivent d'être la base pour réaliser la synthèse de lois de commande du moteur et éventuellement servir pour l'estimation de variables non mesurables. Ce travail s'appuie sur un banc moteur existant mis à notre disposition par le LME (**L**aboratoire de **M**écanique et **E**nergétique) de l'Université d'Orléans. Dans ce contexte, l'identification des paramètres des modèles moyens est présentée. Une des variables les plus importantes pour optimiser le fonctionnement du groupe motopropulseur est le couple moteur. Ce dernier n'est pas mesuré sur un véhicule de série et son estimation fait l'objet la fin de ce chapitre.

Le troisième chapitre propose l'utilisation des modèles flous de type Takagi-Sugeno (TS) pour réaliser le contrôle de différentes variables. Après un rapide rappel de ce type de

modèle, son application à la commande du circuit d'air d'un moteur thermique à allumage commandé est décrite. On s'intéresse ensuite à la commande en couple. Ce dernier n'étant pas accessible, on utilise une relation statique pour décrire le couple moyen. Enfin, le problème de la richesse (rapport air/essence à la stoechiométrie près) est abordé. Ce problème est relativement complexe puisqu'il fait intervenir un retard variable dans le temps dû principalement à la position du capteur de richesse. Des résultats récents sont utilisés pour synthétiser une loi de commande tenant compte de ces retards. Pour toutes les lois proposées, des résultats de simulation sont donnés.

Le quatrième chapitre correspond à un certains nombres d'essais réels qui ont été réalisés sur le banc moteur du LME. En particulier, ces essais ont permis de valider les lois de commande présentées dans le chapitre précédent sur la commande du circuit d'air et du couple moteur. Le dernier chapitre présente quelques perspectives à ce travail.

Ce travail a été effectué principalement au sein du groupe MCS (**M**odélisation et **C**ommande des **S**ystèmes) du laboratoire LAMIH (**L**aboratoire d'**A**utomatique, de **M**écanique et d'**I**nformatique des **S**ystèmes industriels et **H**umains). Il a été co-encadré avec LAGIS (**L**aboratoire d'**A**utomatique, de **G**énie **I**nformatique & **S**ignal) de l'Université de Lille. Il fait suite aux travaux de thèse de J. Lauber /Lauber, 2003/ ayant traités de la commande des moteurs thermiques avec EGR (Exhaust Gaz Recirculation).

Ils ont reçu le soutien de la région Nord-pas de Calais et du FEDER (**F**ond **E**uropéen de **D**éveloppement **R**égional) dans le cadre du projet AUTORIS (**A**UTOmatique pour la **R**oute **I**ntelligente et **S**ure) supporté par le GRAISyHM (Groupement de Recherche en Automatisation Intégrée et Systèmes Hommes Machines). Enfin, une collaboration a été établie avec le LME (**L**aboratoire de **M**écanique et **E**nergétique) de l'Université d'Orléans qui nous a permis de réaliser des essais sur un banc moteur.

## Table des Matières

<b>1</b>	<b><i>État de l'art sur la modélisation et commande des moteurs thermiques suralimentés en air</i></b>	<b>- 12 -</b>
<b>1.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>- 12 -</b>
<b>1.2</b>	<b>Généralités sur les moteurs thermiques à allumage commandé</b>	<b>- 12 -</b>
<b>1.3</b>	<b>La suralimentation et la réduction de la cylindrée des moteurs thermiques</b>	<b>- 14 -</b>
1.3.1	Principe de la suralimentation	- 14 -
1.3.2	Pilotage des turbocompresseurs	- 16 -
<b>1.4</b>	<b>Etat de l'art sur la modélisation du circuit d'admission des moteurs</b>	<b>- 17 -</b>
1.4.1	Modélisation de l'admission d'air	- 18 -
1.4.2	Modélisation du turbocompresseur	- 26 -
1.4.3	La dynamique de l'essence	- 29 -
<b>1.5</b>	<b>Modélisation du couple moteur</b>	<b>- 32 -</b>
<b>1.6</b>	<b>Etat de l'art sur la commande du circuit d'admission et du couple moteur</b>	<b>- 34 -</b>
1.6.1	Commande et estimation du couple moteur	- 37 -
1.6.2	Commande indirecte en couple	- 40 -
1.6.3	Commande de l'admission du carburant	- 41 -
<b>1.7</b>	<b>Conclusion</b>	<b>- 43 -</b>

# 1 État de l'art sur la modélisation et commande des moteurs thermiques suralimentés en air

## 1.1 Introduction

Dans ce chapitre, le principe de fonctionnement des moteurs thermiques à allumage commandé dans ces deux versions atmosphérique et suralimenté est présenté. Puis, un état de l'art sur la modélisation et la commande du circuit d'air, ainsi que du circuit d'essence des moteurs à allumage commandé est exposé. Dans le cadre de ce travail, seuls les modèles dits « orientés commande » sont considérés.

## 1.2 Généralités sur les moteurs thermiques à allumage commandé

Par définition, un moteur thermique à allumage commandé est un moteur alternatif à combustion interne permettant de produire un travail mécanique, sous forme de rotation du vilebrequin, à partir de la combustion d'un mélange carburé (air-essence) à l'intérieur d'un cylindre, dans lequel se déplace un piston en mouvement alternatif (figure 1.1) /Heywood, 1988/ /SW3/. Le déplacement du piston s'effectue entre deux limites appelées respectivement le Point Mort Haut (PMH) et le Point Mort Bas (PMB). Le volume balayé par ce déplacement de piston est la cylindrée unitaire du moteur.

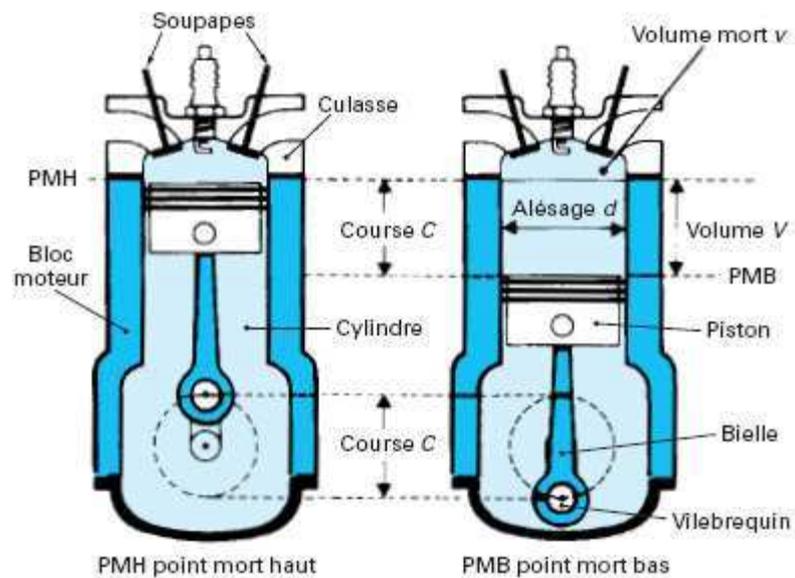


Figure 1.1. Le moteur thermique à allumage commandé /SW3/

Le dimensionnement des différents éléments mécaniques du moteur est déterminant pour les performances globales du moteur. Par exemple, le rapport volumétrique de compression (ou taux de compression défini comme étant le rapport entre le volume total d'un cylindre ( $V + v$ ) et le volume mort  $v$ ) est judicieusement fixé par les constructeurs entre 9 et 12 sur les moteurs actuels.

Les variantes essentielles dans les moteurs thermiques à allumage commandé concernent le cycle de fonctionnement (deux temps ou quatre temps) ainsi que les modes d'alimentation et de combustion. En effet, le mélange carburé est réalisé, soit avant son introduction dans les cylindres (injection indirecte) soit dans les cylindres (injection directe). Dans notre cas, on s'intéressera principalement au moteur thermique 4-temps à allumage commandé à injection indirecte. La figure 1.2 montre les quatre temps d'un cycle de fonctionnement de ce type de moteur.

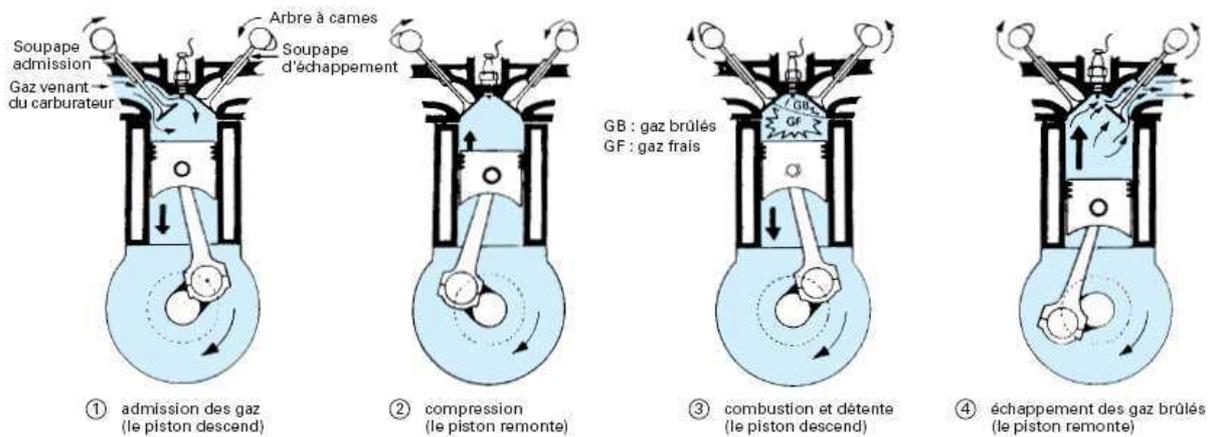


Figure 1.2. Fonctionnement d'un moteur thermique 4-temps à allumage commandé /SW3/

Par ordre, ces quatre temps sont /Heywood, 1988/:

- 1er temps : l'admission, qui correspond au remplissage du cylindre. La soupape d'admission est ouverte et le piston descend et aspire le mélange air-essence.
- 2e temps : la compression, le piston remonte comprimant ainsi le mélange air-essence. Une étincelle est générée par la bougie d'allumage pour enflammer le mélange.
- 3e temps : la combustion et la détente, c'est pendant ce temps que la combustion se développe pour transformer l'énergie chimique contenue dans le mélange air-essence en énergie mécanique. Avec l'expansion des gaz brûlés, le piston est repoussé vers le bas.

- 4e temps : L'échappement, qui correspond à la vidange des gaz brûlés du cylindre. La soupape d'échappement est alors ouverte. Le piston remonte et évacue les gaz brûlés.

L'admission d'essence de ces moteurs est réalisée, de plus en plus, par des injecteurs à commande électronique. Quant à l'admission d'air, elle est modulée par une vanne papillon motorisée, placée en général à l'entrée de la conduite d'admission. Le travail produit par le moteur est alors directement lié au remplissage des cylindres en air, d'où l'utilité d'un ajout de systèmes de suralimentation pour améliorer les performances du moteur.

### 1.3 La suralimentation et la réduction de la cylindrée des moteurs thermiques

Afin d'augmenter le rendement des moteurs thermiques sans augmenter leur cylindrée, il est possible d'équiper ces derniers d'une suralimentation en air, basée dans la majorité des cas, sur l'ajout d'un turbocompresseur au circuit d'air classique (figure 1.3).

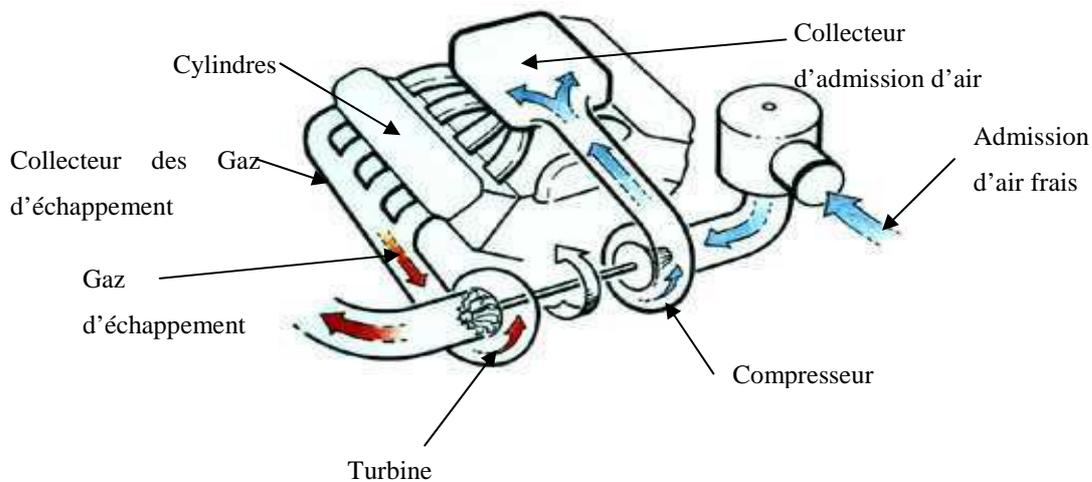


Figure 1.3. Suralimentation des moteurs thermiques

En améliorant le rendement des moteurs de faibles cylindrées, la suralimentation en air des moteurs permet aussi de réduire la consommation du carburant et par conséquent les émissions polluantes qui en résultent.

#### 1.3.1 Principe de la suralimentation

Le turbocompresseur permet de récupérer une partie de l'énergie perdue à l'échappement (gaz d'échappement) et de la réinjecter à l'admission. Cette opération est

réalisée à l'aide d'une turbine placée à la sortie du collecteur d'échappement qui entraîne un compresseur monté en amont du papillon d'admission d'air frais. La figure 1.4 représente un schéma fonctionnel d'un moteur thermique à allumage commandé turbocompressé /Ericsson *et al.*, 2002a/ /Frei, 2004/ /Colin, 2006/ /Khiar *et al.*, 2007b/.

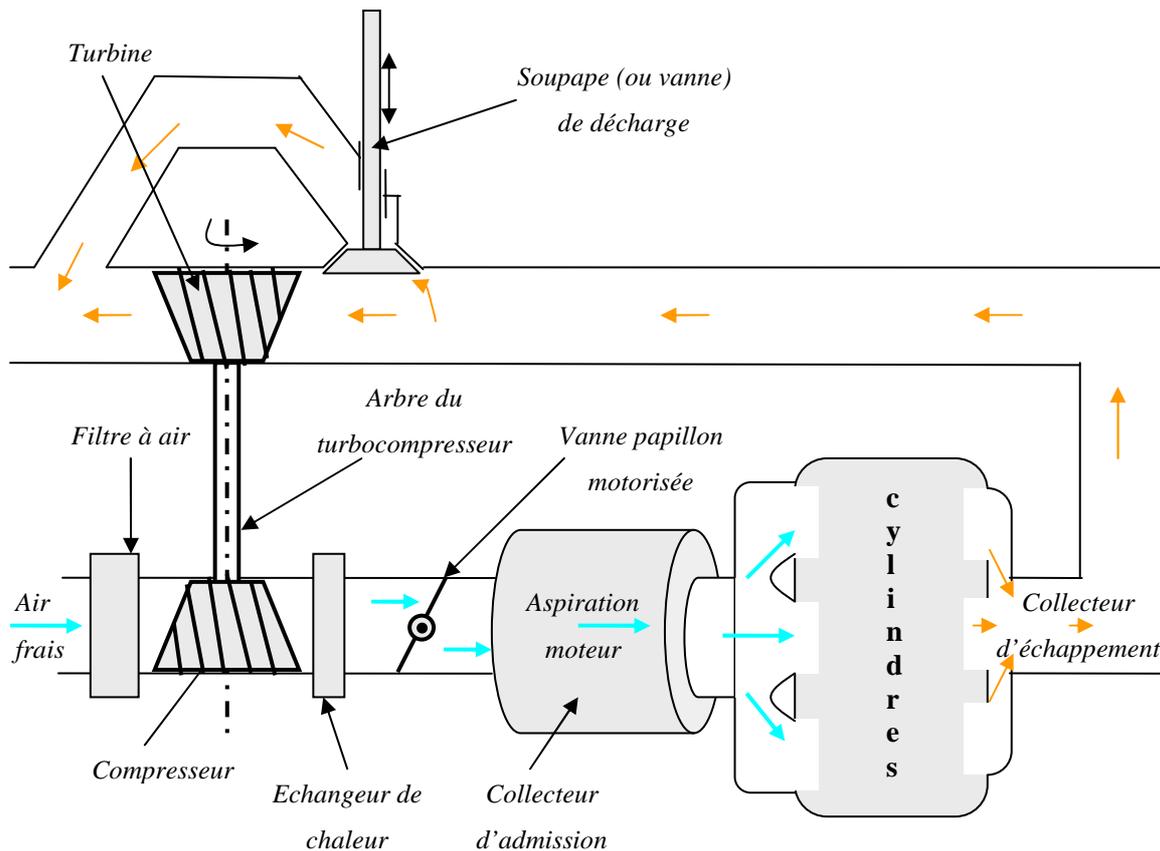


Figure 1.4. Principe de la suralimentation à base d'un turbocompresseur

Avec la rotation du turbocompresseur, la pression dans le collecteur d'admission peut atteindre des valeurs supérieures à la pression atmosphérique (figure 1.5). Par conséquent la charge en air admissible par les cylindres est augmentée. La suralimentation est alors vue comme un système qui présente un effet d'une augmentation fictive de la cylindrée du moteur /SW1/ sans augmentation des pertes par frottement et par pompage (travail nécessaire pour remplir le moteur de mélange frais), ce qui permet d'accroître la puissance du moteur et de réduire leur consommation.

La figure 1.5 montre comment évolue la pression dans le collecteur d'admission d'un moteur thermique turbocompressé. L'amorçage ainsi que la dynamique, relativement lente du

turbocompresseur (de l'ordre de la seconde par rapport à la dynamique de la vanne papillon motorisée qui est de l'ordre de quelques dizaines de millisecondes) sont les principaux inconvénients de ce système de suralimentation.

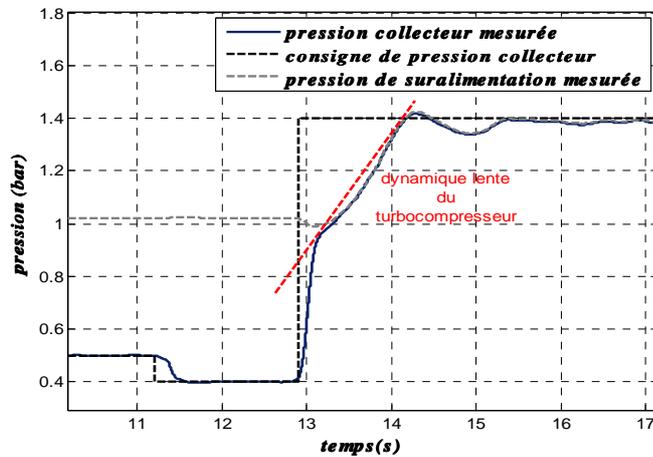
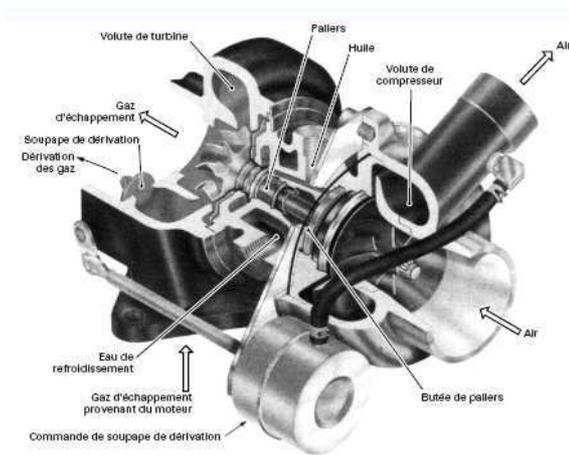


Figure 1.5. Dynamique de la pression d'admission pour un moteur suralimenté en air

### 1.3.2 Pilotage des turbocompresseurs

Pour agir sur la dynamique du turbocompresseur, les actionneurs les plus utilisés sont la vanne de décharge (vanne permettant la dérivation d'une partie des gaz d'échappement) et la turbine à géométrie variable (ou VGT) (figure 1.6).



*Turbocompresseur avec soupape de décharge*



*Turbine à géométrie variable*

Figure 1.6. Turbocompresseur et différents systèmes de pilotage /SW3/

L'action principale de ces actionneurs consiste à agir sur les variations du débit des gaz d'échappement traversant la turbine pour moduler sa vitesse de rotation.

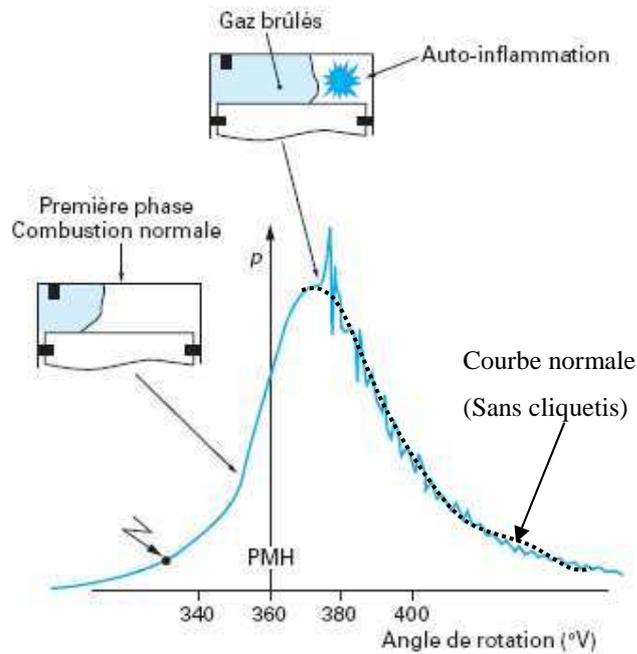


Figure 1.7. Diagramme de pression avec cliquetis intense /SW1/

Dans le cas particulier des moteurs thermiques à allumage commandé, il est nécessaire de limiter l'amplitude de la pression dans le collecteur d'admission afin d'éviter l'apparition de cliquetis (phénomènes d'auto-allumage du mélange résiduel dans les cylindres et qui induit des détonations incontrôlées pouvant endommager rapidement le moteur (figure 1.7)). De plus, l'élévation de la température causée par la vitesse de rotation excessivement grande de la turbine peut réduire la durée de vie du système de suralimentation. Ces deux phénomènes sont à prendre en compte lors de l'élaboration des lois de commande de l'admission d'air du moteur.

#### 1.4 État de l'art sur la modélisation du circuit d'admission des moteurs

Cette partie présente un état de l'art sur la modélisation du circuit d'air des moteurs à allumage commandé, se limitant aux modèles dits « orientés commande » basés sur la description, en valeurs moyennes, des variables du moteur afin de réduire leur complexité.

Le fonctionnement des moteurs thermiques à allumage commandé est régi par des dynamiques et phénomènes physiques très variés (thermodynamique, mécanique, chimiques ...), non linéaires et faisant intervenir une multitude de paramètres et d'organes de réglage. La

modélisation de ce type de système, relativement complexe, dépend de l'objectif visé (simulation, commande,...).

En effet, il existe plusieurs types de modèles dont la granularité varie du modèle particulière (comportement local) au modèle macroscopique (comportement global). Les modèles les plus fins sont principalement utilisés par les énergéticiens pour étudier, par exemple, l'évolution des différentes zones de température dans les cylindres. Ces modèles permettent de simuler avec précision le comportement du moteur, mais en contrepartie sont relativement gourmands en temps de calcul. Dans un objectif de commande, ces modèles sont inexploitable et ne sont donc pas étudiés dans ce mémoire. Dans la suite, seuls des modèles dits orientés commande /Hendricks & Sorensen,1990/ /Hendricks & Luther, 2001/ /Ericsson *et al.*, 2002a/ /Frei, 2004/ sont présentés. Ces derniers décrivent les variations de variables d'état considérées en valeur moyenne, calculées sur un ou plusieurs cycles de fonctionnement. Dans cette optique, le moteur thermique peut être subdivisé en plusieurs sous-modèles décrivant les relations régissant le comportement des composantes physiques du moteur. Ces sous-modèles sont interconnectés selon le principe de cause à effet /Frei, 2004/. Le schéma de la figure 1.8 est une illustration de ce principe de modélisation par bloc. Dans le cas d'un moteur suralimenté, ces blocs représentent respectivement : le circuit d'admission d'air, l'admission d'essence (injection et dynamique de l'essence), le phénomène de combustion, la dynamique du vilebrequin du moteur, les dynamiques des gaz d'échappement (pression, température,...) et la dynamique du turbocompresseur.

Chaque partie du moteur est décrite, soit par un modèle de connaissance, basé sur les lois de la physique ou des relations statiques issues de l'expérimentation, soit par des modèles de type boîtes noires ou boîtes grises (qui englobent les deux types précédents), issus de techniques d'identification à l'aide de mesures réelles /Kiencke & Nielsen, 2000/ /Ericsson *et al.*, 2002a/ /Lauber, 2003/ /Colin, 2006/. Dans la suite, les modèles utilisés pour l'admission d'air, le turbocompresseur et la dynamique du vilebrequin sont détaillés.

#### 1.4.1 Modélisation de l'admission d'air

La grandeur caractéristique utilisée pour représenter l'admission d'air dans un moteur est la pression dans le collecteur d'admission  $p_{col}$ . Pour décrire la dynamique de cette pression, le principe de conservation de la masse est utilisé /Hendricks *et al.*, 1996/ /Ericsson *et al.*, 2002a/ /Lauber, 2003/.

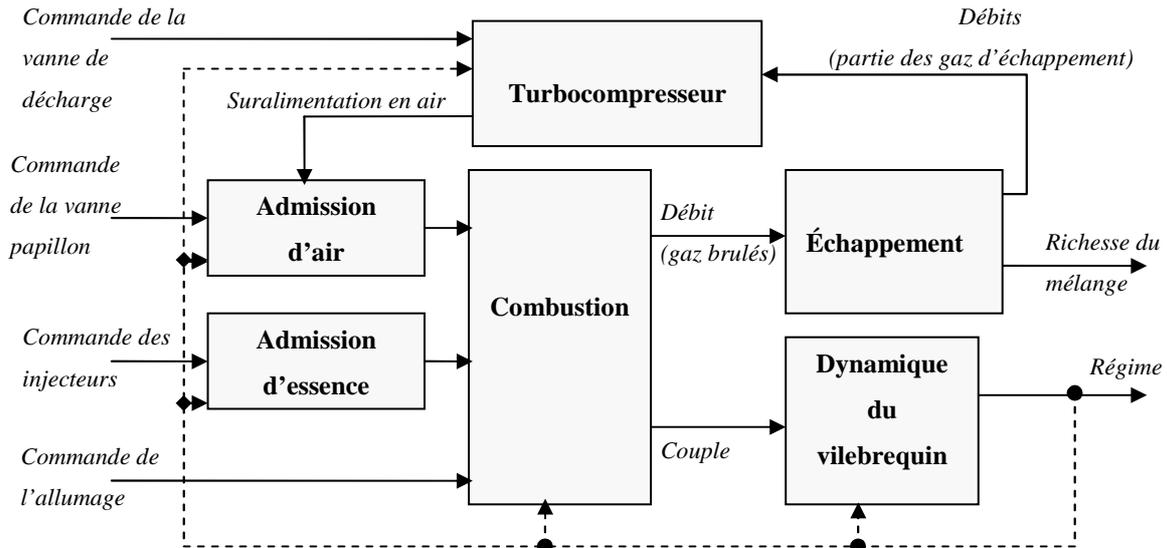


Figure 1.8. Schéma fonctionnel d'un moteur thermique (essence) avec suralimentation en air

Dans ce cas, l'air est considéré comme un gaz parfait. Le circuit d'admission d'air est constitué de plusieurs organes (figure 1.9) qui sont respectivement : le filtre d'air à l'entrée d'admission, l'échangeur de chaleur, les restrictions au niveau de la vanne papillon, le collecteur d'admission et les soupapes d'admission placées à l'entrée des cylindres.

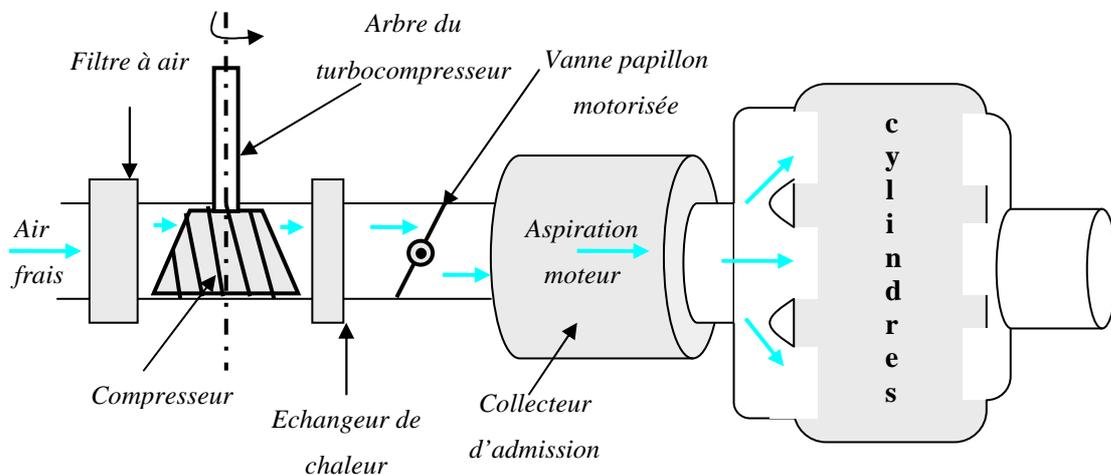


Figure 1.9. Schéma du circuit d'admission d'air frais avec une suralimentation

- *Modélisation du débit au niveau des restrictions*

Avant d'arriver dans les cylindres, l'air frais traverse plusieurs restrictions formées par divers composants du moteur : le filtre à air, l'échangeur de chaleur, la vanne papillon

motorisée et les soupapes d'admission. En outre, l'écoulement est considéré unidirectionnel dans le sens de l'admission.

En considérant l'air traversant un orifice comme un fluide incompressible /Ericsson *et al.*, 2002a/ /Ericsson *et al.*, 2002b/ /Frei, 2004/ /Spring, 2006/, il est possible de décrire la différence  $\Delta p$  entre la pression en amont et la pression en aval de cet orifice par une relation de la forme suivante :

$$\Delta p = p_{am} - p_{av} = k_f \frac{T_{am} \dot{m}_a^2}{P_{am}} \quad (1.1)$$

où  $k_f$  est une constante à déterminer,  $p_{am}$  et  $T_{am}$  sont respectivement la pression et la température en amont de l'orifice,  $p_{av}$  la pression en aval de l'orifice et  $\dot{m}_a$  le débit massique d'air qui le traverse. Cette représentation est utilisée, par exemple, pour modéliser la différence de pression aux bornes du filtre à air et l'échangeur de chaleur ou encore la turbine du turbocompresseur. La température des gaz traversant ces éléments est considérée constante excepté dans le cas de l'échangeur de chaleur.

La température en aval de cet échangeur dépend de l'apport extérieur (fluide réfrigérant) de température qui permet de refroidir l'air chaud à la sortie du compresseur. Pour modéliser la température à la sortie de ce refroidisseur d'air  $T_{ic}$ , le transfert de chaleur est décrit par une relation statique en fonction de variables mesurées /Ericsson *et al.*, 2002a/ de la forme :

$$T_{ic} = \max \left( T_{cool}, T_{comp} + \varepsilon (T_{comp} - T_{cool}) \right) \quad (1.2)$$

avec :

$$\varepsilon = a_0 + a_1 \left( \frac{T_{cool} + T_{comp}}{2} \right) + a_2 \dot{m}_a + a_3 \left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{cool}} \right) \quad (1.3)$$

où  $T_{cool}$  et  $\dot{m}_{cool}$  sont respectivement la température et le débit d'air réfrigérant,  $T_{comp}$  la température d'air à la sortie du compresseur et  $a_i$ , pour  $i = 0, \dots, 3$ , des constantes à identifier. Ce modèle est une version simplifiée de celui donné dans /Holman, 1997/.

Un autre cas de modèle de restriction (ou orifice) est considéré lorsque le fluide traversant cette dernière est considéré comme un fluide compressible. Ce type de modèle concerne la vanne papillon motorisé, la vanne de décharge (appelée aussi wastegate) et le passage des gaz au niveau des soupapes. Le débit d'air au niveau de la restriction de la vanne

papillon motorisée  $\dot{m}_{pap}$ , par exemple, est décrit à partir des équations de Barré St Venant (/Heywood, 1988/ Page 226) :

$$\dot{m}_{pap} = C_d \frac{P_{am\_pap}}{\sqrt{RT_{am\_pap}}} S_{res}(\phi_{pap}^\circ) g(p_r) \quad (1.4)$$

avec  $C_d$  le coefficient de perte de charge qui dépend principalement de l'angle d'ouverture de la vanne papillon motorisée,  $P_{am\_pap}$  et  $T_{am\_pap}$  sont respectivement la pression et la température en amont de la vanne papillon,  $R$  est la constante spécifique de l'air,  $\phi_{pap}^\circ$  est l'angle d'ouverture de la vanne papillon,  $S_{res}(\phi_{pap}^\circ)$  est la section réelle d'ouverture de cette vanne et  $p_r$  le rapport entre la pression dans le collecteur d'admission  $p_{col}$  et la pression en amont de la vanne papillon. L'hypothèse d'un écoulement unidirectionnel consiste à satisfaire la condition (1.5) suivante :

$$\begin{cases} p_r = \frac{P_{col}}{P_{am\_pap}} & \text{si } \frac{P_{col}}{P_{am\_pap}} \leq 1 \\ p_r = 1 & \text{si } \frac{P_{col}}{P_{am\_pap}} > 1 \end{cases} \quad (1.5)$$

Les fonctions  $S_{res}(\phi_{pap}^\circ)$  et  $g(p_r)$  sont deux fonctions non linéaires que nous allons expliciter.

Dans le cas de moteur à aspiration naturelle la pression en amont de la vanne papillon est considérée égale à la pression atmosphérique. Quand au cas d'un moteur suralimenté, cette pression est égale à la pression en aval de l'échangeur de chaleur.

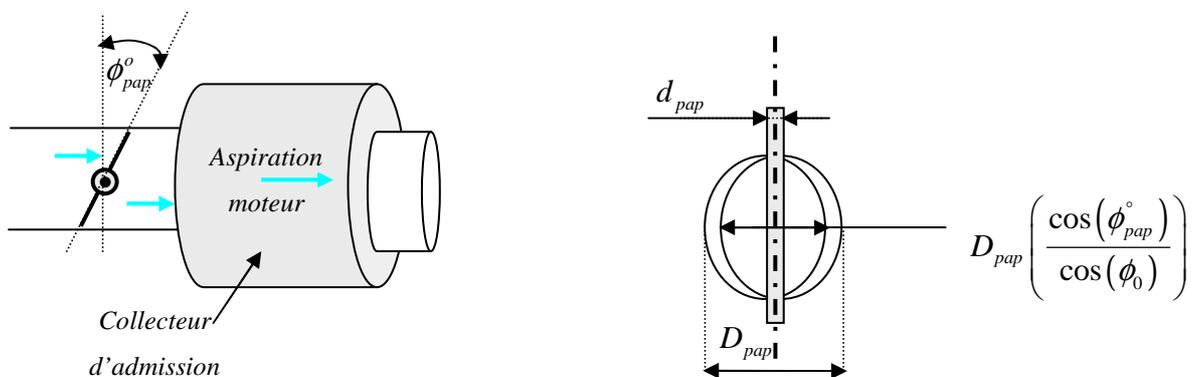


Figure 1.10. Géométrie de la vanne papillon

Le modèle complet de la section réelle d'ouverture du papillon motorisé (figure 1.10) est donné dans /Heywood, 1988/ par :

$$\frac{4S_{res}(\phi_{pap}^\circ)}{\pi D_{pap}^2} = \left( 1 - \frac{\cos(\phi_{pap}^\circ)}{\cos(\phi_0)} \right) + \frac{2}{\pi} \left( \frac{a}{\cos(\phi_{pap}^\circ)} \sqrt{(\cos^2(\phi_{pap}^\circ) - a^2 \cos^2(\phi_0))} - \frac{\cos(\phi_{pap}^\circ)}{\cos(\phi_0)} \sin^{-1} \left( \frac{a \cos(\phi_{pap}^\circ)}{\cos(\phi_0)} \right) - a \sqrt{1 - a^2} + \sin^{-1}(a) \right) \quad (1.6)$$

avec :  $(\phi_0)$  est l'angle d'ouverture minimal de la vanne papillon,  $a = \frac{d_{pap}}{D_{pap}}$ , où  $D_{pap}$  est le diamètre de la section d'ouverture totale du papillon et  $d_{pap}$  le diamètre de l'arbre de la vanne papillon. Le coefficient de perte de charge  $C_d$  n'est pas constant. Il dépend principalement de l'angle d'ouverture du papillon. Pour réduire la complexité de ce modèle, la relation (1.6) peut être simplifiée en négligeant le deuxième terme de la somme /Frei, 2004/ :

$$S_{res}(\phi_{pap}^\circ) = \frac{\pi D_{pap}^2}{4} \left( 1 - \frac{\cos(\phi_{pap}^\circ)}{\cos(\phi_0)} \right) \quad (1.7)$$

Cette simplification induit une erreur maximum de l'ordre de 6% par rapport au modèle complet /Pursifull *et al.*, 2000/. Pendant la phase d'indentification, les variations de  $C_d$  et de  $S_{res}(\phi_{pap}^\circ)$  sont, en général, regroupées dans une même fonction appelée surface d'ouverture efficace du papillon :

$$S_{eff}(\phi_{pap}^\circ) = C_d S_{res}(\phi_{pap}^\circ) \quad (1.8)$$

Plusieurs approximations ont été proposées pour avoir une relation simple qui modélise au mieux cette surface efficace. Parmi ces approximations, on peut citer les différents modèles empiriques suivants :

- Modèle de /Socolov & Glod, 1999/ :

$$S_{eff}(\phi_{pap}^\circ) = a_0 \left( 1 - \cos(a_1 \phi_{pap}^\circ + a_2) \right) + a_3 \quad (1.9)$$

- Modèle de /Hendricks *et al.*, 1992/ /Hendricks & Luther, 2001/ :

$$S_{eff}(\phi_{pap}) = 1 - \alpha_1 \cos(\phi_{pap}^\circ) + \alpha_2 \quad (1.10)$$

- Modèle paramétrique /Stefanopoulou, 1996/ :

$$S_{eff}(\phi_{pap}^\circ) = \mu_0 + \mu_1 \phi_{pap}^\circ + \mu_2 \phi_{pap}^{\circ 2} + \mu_3 \phi_{pap}^{\circ 3} \quad (1.11)$$

- Ou encore sous forme exponentielle / Andersson & Erikson, 2001/ :

$$S_{eff}(\phi_{pap}^\circ) = e^{(\beta_0 + \beta_1 \phi_{pap}^\circ + \beta_2 \phi_{pap}^{\circ 2})} \quad (1.12)$$

où les  $\beta_i$ ,  $i = 0, \dots, 3$ , sont des paramètres à identifier.

La fonction non linéaire continue  $g(p_r)$  est définie par les équations de Barré-St Venant /Heywood, 1988/, /Kim *et al.*, 2001/ /Lauber, 2003/ comme suit :

$$g(p_r) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} (p_r)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - (p_r)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}, & \text{si } p_r > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \sqrt{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}, & \text{si } p_r \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad (1.13)$$

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

Une autre façon d'écrire cette relation, donnée par /Jensen *et al.*, 1997/ consiste à utiliser la représentation (1.14) telle que :

$$g(p_r) = \begin{cases} \frac{1}{p_n} \sqrt{p_r^{\alpha_1} - p_r^{\alpha_2}}, & \text{si } p_r \geq p_c \\ 1, & \text{si } p_r < p_c \end{cases} \quad (1.14)$$

avec  $p_c = \left(\frac{\alpha_1}{\alpha_2}\right)^{\left(\frac{1}{\alpha_2 - \alpha_1}\right)}$  la pression critique,  $p_n = \sqrt{p_c^{\alpha_1} - p_c^{\alpha_2}}$ , et  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  des constantes à identifier.

Ce même type de modèle peut être exploité pour modéliser les flux (air, gaz d'échappement) au travers de la vanne de décharge ainsi que des soupapes.

- *Le remplissage en air des cylindres*

Pour un moteur à essence, la puissance fournie par la combustion dépend principalement du remplissage en air des cylindres qui conditionne l'injection d'essence. Ce débit d'air entrant dans les cylindres n'étant pas mesurable. La solution est alors d'estimer la masse d'air admise dans les cylindres à chaque cycle de fonctionnement du moteur à partir des variables disponibles à la mesure. L'estimation la plus répandue dans le cas des moteurs thermiques à allumage commandé est celle basée sur la définition du rendement volumétrique /Heywood, 1988/. Dans la plupart des cas, ce rendement est remplacé par une cartographie /Ericsson *et al.*, 2002a/. Cependant, il existe quelques approximations, plus au moins complexes de cette variable. Par exemple, dans /Hendricks *et al.*, 1992/ et /Pieper & Mehrotra, 1999/ ce débit est décrit par la relation suivante :

$$\dot{m}_{cyl}(N_e, p_{col}) = \frac{V_d}{120RT_{col}} N_e \eta_v(N_e, p_{col}) \cdot p_{col} \quad (1.15)$$

$$\eta_v(N_e, p_{col}) = a_0 + a_1 N_e + a_2 N_e^2 + a_3 p_{col} \quad (1.16)$$

où  $V_d$  est la cylindrée totale du moteur,  $N_e$  est le régime moyen du moteur en tours par minute,  $\eta_v(N_e, p_{col})$  est le rendement volumétrique,  $T_{col}$  la température dans le collecteur et les  $a_i$ ,  $i = 0, \dots, 3$ , sont des paramètres constants à estimer.

Ce modèle a été simplifié dans le MVEM (Mean Value Engine Model) afin de réduire sa complexité /Hendricks *et al.*, 1990/ /Hendricks *et al.*, 1996/, /Fons *et al.*, 1999/ et /Hendricks & Luther, 2001/ et se met sous la forme :

$$\dot{m}_{cyl}(N_e, p_{col}) = \frac{V_d}{120RT_{col}} (s(N_e) p_{col} + y(N_e)) N_e \quad (1.17)$$

où  $s(N_e)$  et  $y(N_e)$  sont des fonctions du régime qui peuvent être considérées constantes, suivant la précision désirée. La validation de ces différentes approximations est effectuée en régime statique. Pour prendre en compte d'éventuelles variations paramétriques, l'expression du rendement volumétrique est augmentée par un terme  $\Delta\eta_v$  /Andersson & Erikson, 2001/ tel que :

$$\dot{m}_{cyl}(N_e, p_{col}) = \frac{V_d}{120RT_{col}} N_e (\eta_v + \Delta\eta_v) \cdot p_{col} \quad (1.18)$$

Un observateur est alors utilisé pour estimer les variations  $\Delta\eta_v$ , dans le cas du moteur avec suralimentation en air (avec turbocompresseur).

- *Les dynamiques de la pression et de la température dans le collecteur d'admission*

Pour modéliser la dynamique de la pression dans le collecteur d'admission, la représentation la plus fréquemment utilisée est celle qui consiste à représenter le collecteur d'admission comme un réservoir contenant un mélange gazeux considéré parfait /Bidan 1989/ /Bortolet 1998/ /Van Nieuwstadt *et al.*, 2000/ /Hendricks & Luther, 2001/ /Andersson, 2005/. Cette dynamique est non linéaire et prend la forme suivante :

$$\dot{p}_{col} = \frac{RT_{col}}{V_{col}} \left( \dot{m}_{pap} - \sum_{i=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{cyl_i} \right) + p_{col} \frac{\dot{T}_{col}}{T_{col}} \quad (1.19)$$

Où  $V_{col}$  est le volume du collecteur d'admission et  $n_{cyl}$  est le nombre de cylindres du moteur. Le deuxième terme de (1.19), contenant la dérivée de la température, est souvent négligé en considérant l'hypothèse que les variations de la température sont relativement lentes par rapport aux autres dynamiques mises en jeu (pressions, positions des actionneurs...). Cette hypothèse reste aussi valable dans le cas de moteur avec EGR (Exhaust Gaz Recirculation) quand la quantité de gaz d'échappement réinjectée dans le collecteur d'admission est faible /Van Nieuwstadt *et al.*, 2000/. Dans le cas des moteurs avec suralimentation en air, le refroidisseur est placé en aval du compresseur et permet de réguler la température d'air admis autour de la température ambiante /Ericsson *et al.*, 2002a/ /Frei, 2004/ /Andersson, 2005/. Le modèle (1.19) est alors dit isotherme et peut se réécrire tel que :

$$\dot{p}_{col} = \frac{RT_{col}}{V_{col}} \left( \dot{m}_{pap} - \sum_{i=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{cyl_i} \right) \quad (1.20)$$

L'influence de cette simplification a été étudiée dans /Hendricks, 2001/. Il en résulte que le modèle isotherme présente une erreur plus élevée, pendant les transitoires rapides de la vanne papillon, par rapport au modèle adiabatique dont la dynamique de la température est prise en compte.

Le modèle précédent est un modèle de connaissance. Cependant, il existe une autre famille d'approche de modélisation de type boîte grise qui est basée sur l'identification des paramètres de modèles dont la structure et l'ordre sont fixés à l'avance. Parmi ces modèles, la

représentation par modèles flous est utilisée dans /Raymond, 1995/ /Bortolet, 1998/ /Bortolet *et al.*, 1999/ /Passaquay, 2000/. Dans /Bortolet, 1998/, par exemple, des modèles flous de type Takagi-Sugeno (TS) /Takagi & Sugeno 1985/ sont considérés de part leur propriété d'approximateur universel /Delmotte 2003/. Le modèle flou de la pression collecteur  $p_{col}$  est alors obtenu par un découpage des variables d'entrée du modèle en plusieurs sous-ensembles flous (13 ensembles pour  $\phi_{pap}^\circ$ , 15 pour  $\phi_{egr}^\circ$ , 10 pour  $N_e$  et 12 pour  $p_{col}$ ). Ce modèle s'écrit alors sous forme de règles floues :

$$\begin{aligned} \text{si } \phi_{pap}^\circ \text{ est } f_{af}(i) \text{ et } \phi_{egr}^\circ \text{ est } f_{egr}(j) \text{ et } N_e \text{ est } f_N(k) \text{ et } p_{col} \text{ est } f_{p_{col}}(l) \\ \text{alors } \dot{p}_{col} = a_i \phi_{pap}^\circ + b_j \phi_{egr}^\circ + c_k N_e + d_l p_{col} + e_{ijkl} \end{aligned} \quad (1.21)$$

Avec  $\phi_{egr}^\circ$  l'angle d'ouverture de la vanne EGR (Exhaust Gaz Recirculation) et  $i \in \{1, \dots, 13\}$ ,  $j \in \{1, \dots, 15\}$ ,  $k \in \{1, \dots, 10\}$  et  $l \in \{1, \dots, 12\}$ .

La structure de ces modèles est non linéaire. Dans ce contexte, les algorithmes utilisés pour identifier les paramètres sont de nature heuristique. Dans le cas de modèles flous de type TS un exemple d'algorithme d'identification est étudié dans /Gasso, 2000/.

#### 1.4.2 Modélisation du turbocompresseur

L'utilisation d'un turbocompresseur permet d'augmenter de manière importante la pression moyenne effective (PEM) et par conséquent, le couple et la puissance d'un moteur à combustion interne. Cependant, la limitation de l'élévation de la pression dans le collecteur d'admission est nécessaire pour éviter l'apparition du phénomène de cliquetis.

La modélisation du turbocompresseur consiste à décrire séparément la puissance fournie par la turbine et la puissance consommée par le compresseur. Connaissant ces deux puissances et le moment d'inertie du turbocompresseur, cela permet de décrire la dynamique de rotation de ce dernier en utilisant la loi fondamentale de la dynamique.

- *Dynamique du turbocompresseur*

C'est la loi fondamentale de la dynamique qui est utilisée :

$$I_{tc} \omega_{tc} \dot{\omega}_{tc} = P_t - P_c - P_{pertes} \quad (1.22)$$

avec  $I_{tc}$  le moment d'inertie du turbocompresseur,  $\omega_{tc}$  sa vitesse de rotation,  $P_t$  la puissance fournie par la turbine,  $P_c$  la puissance consommée par le compresseur et  $P_{pertes}$  les pertes en puissance dues aux frottements.

- *Modèle du compresseur*

Pour modéliser le débit d'air à travers le compresseur, la solution la plus répandue consiste à utiliser les cartographies (figure 1.11) fournies par les constructeurs et obtenues à partir des essais sur banc /Ericsson *et al.*, 2002a/ /Sorenson, 2005/. Cette cartographie décrit les variations du rapport entre la pression en aval et la pression en amont du compresseur en fonction du débit massique d'air (valeurs normalisées) traversant ce dernier.

Cependant, il existe certains modèles statiques /Moraal & Kolmanovsky, 1999/ qui permettent d'obtenir une approximation assez fiable des données de ces cartographies. Ces modèles peuvent aussi être identifiés à partir des données expérimentales issues d'un banc d'essais moteur.

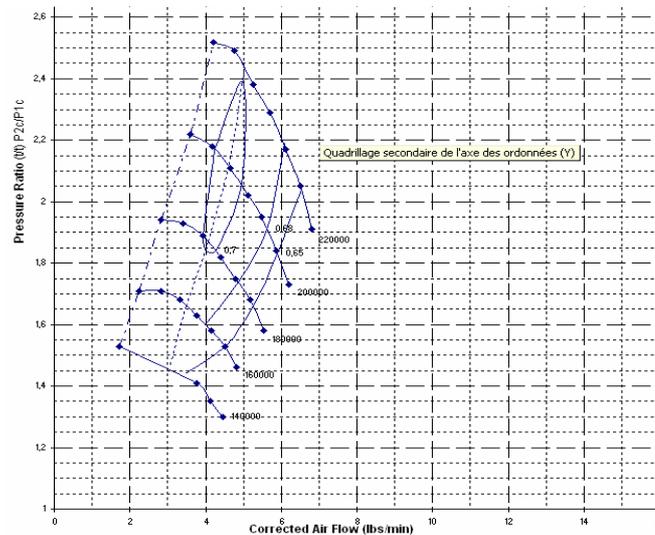


Figure 1.11. Exemple de cartographie de compresseur (source constructeur Garrett)

La puissance  $P_c$  consommée par le compresseur est alors donnée par la relation suivante :

$$P_c = \dot{m}_c c_{pc} T_{af} \frac{1}{\eta_c} \left( \left( \frac{P_c}{P_{af}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (1.23)$$

Où  $\dot{m}_c$  le débit massique d'air traversant le compresseur,  $c_{pc}$  le coefficient de chaleur spécifique à pression constante,  $T_{af}$  est la température en aval du filtre à air,  $\eta_c$  le rendement du compresseur,  $p_c$  est la pression en aval du compresseur et  $p_{af}$  est la pression en aval du filtre à air (en amont du compresseur). Pour un écoulement unidirectionnel le rapport de pressions  $\frac{p_c}{p_{af}}$  est tel que  $\frac{p_c}{p_{af}} > 1$ . Le rendement du compresseur est défini par :

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{p_c}{p_{af}}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - 1}{\frac{T_c}{T_{af}} - 1} \quad (1.24)$$

avec  $T_c$ , la température en aval du compresseur et  $T_c > T_{af}$ .

- *La turbine*

Pour faire tourner le compresseur, la turbine permet de récupérer l'énergie fournie par les gaz à l'échappement et la réinjecter à l'entrée du moteur à travers le compresseur qui est en liaison rigide avec la turbine. La puissance fournie par la turbine est donnée par :

$$P_t = \dot{m}_t c_{pt} T_{ech} \eta_t \left( \left( \frac{p_t}{p_{ech}} \right)^{\left( \frac{\gamma_t-1}{\gamma_t} \right)} - 1 \right) \quad (1.25)$$

où  $p_t$  est la pression en aval de la turbine,  $T_{ech}$  et  $p_{ech}$  sont respectivement la température et la pression à l'échappement,  $\gamma_t > 1$  est le rapport des chaleurs spécifiques des gaz d'échappement et  $c_{pt}$  est le coefficient de chaleur spécifique à pression constante pour les gaz d'échappement. Le débit massique des gaz traversant la turbine  $\dot{m}_t$  est généralement obtenu à partir des cartographies données par le constructeur (figure 1.12) donnant les valeurs normalisées de ce débit ainsi que le rendement en fonction du rapport de pression entre la sortie et l'entrée de la turbine.

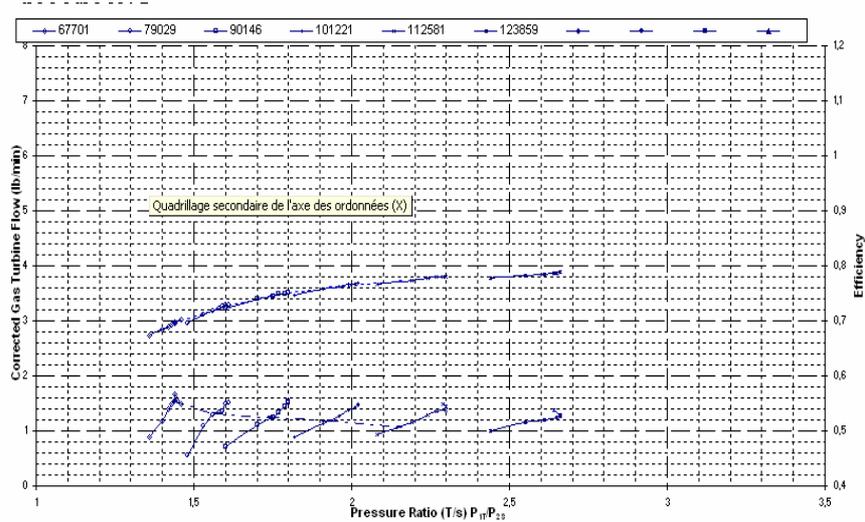


Figure 1.12. Exemple de cartographie de la turbine (source constructeur Garret)

Le rendement de la turbine  $\eta_t$  est défini par la relation suivante :

$$\eta_t = \frac{1 - \frac{T_t}{T_{ech}}}{1 - \left(\frac{P_t}{P_{ech}}\right)^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}}} \quad (1.26)$$

avec  $T_t$  : la température en aval de la turbine.  $p_t > p_{ech}$  et  $T_t > T_{ech}$ .

### 1.4.3 La dynamique de l'essence

La gestion de l'injection d'essence dans les moteurs à allumage commandé est un des points clés pour achever les performances souhaitées en termes de consommation, de pollution et de puissance. Cependant, la maximisation de la puissance du moteur et la limitation des émissions polluantes restent deux objectifs antagonistes, figure 1.13.

Pour la réduction de la consommation, les constructeurs et équipementiers automobiles ont beaucoup travaillé sur l'amélioration des systèmes d'injection. Les voitures à essence, fabriquées de nos jours sont, en général, équipées de systèmes à injection indirecte multipoint (MPI), qui ont remplacé les anciens carburateurs. L'injection indirecte multipoint de l'essence consiste à utiliser un injecteur pour chaque cylindre du moteur. Les gains de consommation par rapport au carburateur sont très importants (de l'ordre de 20%) /Lauber, 2003/.

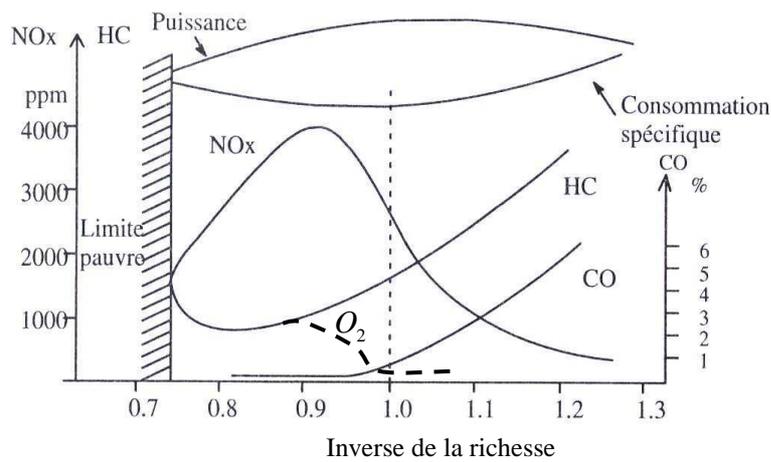


Figure 1.13. Performances du moteur en fonction de la richesse du mélange air-essence

Actuellement, les concepteurs s'orientent, de plus en plus, vers les systèmes d'injection directe (HPDI), qui ont déjà fait leur preuve avec les moteurs diesel.

- *Le phénomène de mouillage* /Heywood, 1988/

Lors de l'admission d'essence, une fraction de l'essence introduite par les injecteurs se dépose sur les parois, dans les pipes d'admission, sous forme liquide (film d'essence) alors que l'autre partie de l'essence injectée est sous forme de vapeur, figure 1.14.

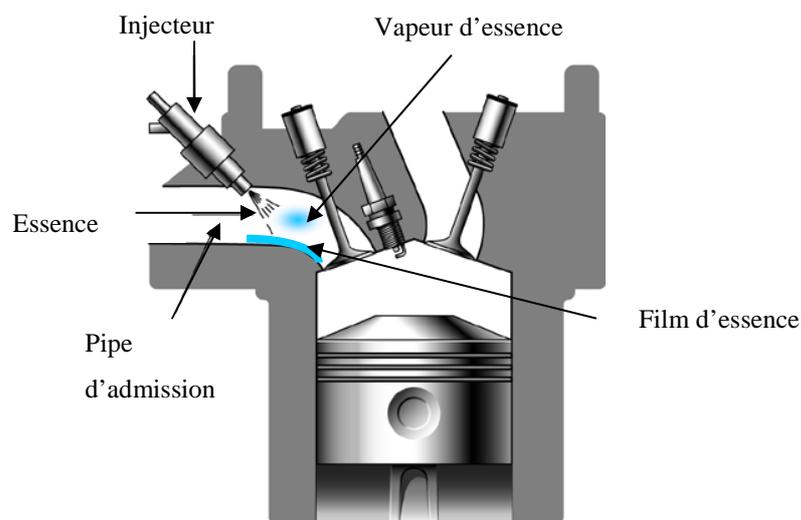


Figure 1.14. Phénomène de mouillage

Ce comportement est plus connu sous le nom du phénomène de mouillage. La représentation d'état de ce phénomène est donnée dans /Aquino, 1989/ qui consiste à décrire la dynamique

de la fraction d'essence sous forme liquide  $\chi$  par un modèle linéaire du premier ordre. Cette représentation est reformulée dans /Hendricks *et al.*, 1992/ telle que :

$$\frac{d\dot{m}_{ff}(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_f} (-\dot{m}_{ff}(t) + \chi \dot{m}_{fi}(t)) \quad (1.27)$$

$$\dot{m}_{fv} = (1 - \chi) \dot{m}_{fi}(t) \quad (1.28)$$

$$\dot{m}_f(t) = \dot{m}_{fv}(t) + \dot{m}_{ff}(t) \quad (1.29)$$

Quant à la richesse  $\lambda_{cyl}(t)$  du mélange air-essence, elle est définie par rapport au mélange stoechiométrique par la relation (1.30) suivante :

$$\lambda_{cyl}(t) = \frac{\dot{m}_{cyl}(t)}{\lambda_s \dot{m}_f(t)} \quad (1.30)$$

avec :  $\dot{m}_f$  est le débit d'essence admis dans les cylindres ( $kg.s^{-1}$ ),  $\dot{m}_{ff}$  est le débit relatif au film d'essence en ( $kg.s^{-1}$ ),  $\dot{m}_{fv}$  est le débit de vapeur d'essence ( $kg.s^{-1}$ ),  $\dot{m}_{fi}$  est débit des injecteurs, en ( $kg.s^{-1}$ ),  $\tau_f$  est la constante du temps de l'évaporation d'essence, en ( $s$ ) et  $\lambda_s$  le rapport stoechiométrique du mélange air-essence ( $\approx 14,67$ ).

Afin d'avoir une meilleur précision, dans /Hendricks & Sorensen, 1990/ /Hendricks *et al.*, 1992/ la fraction d'essence  $\chi$  n'est pas considérée constante mais elle dépend principalement du régime moteur.

La représentation d'état (1.27)-(1.30) est relativement simplifiée. Cependant, pour prendre en compte le retard variable au niveau de la mesure de la richesse  $\lambda(t)$ , le modèle de la sonde de richesse est souvent rajouté. Ce modèle se présente sous la forme d'un premier ordre linéaire retardé tel que /Kim *et al.*, 2001/:

$$\frac{d\lambda(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_\lambda} (-\lambda(t) + \lambda_{cyl}(t - \tau(N_e))) \quad (1.31)$$

Où  $\tau_\lambda$  est la constante de temps de la sonde. Le retard variable  $\tau(N_e)$  correspond à la somme du retard à l'injection, au cycle de combustion et du retard lié à la position de la sonde par rapport aux soupapes d'échappement.

- *Modèle des injecteurs*

La relation entre la masse d'essence injectée et le temps d'injection est proportionnelle. Cela peut être exprimé par le modèle suivant des injecteurs /Powell *et al.*, 1998/ /Kiencke & Nielsen, 2000/ :

$$m_{fi} = k_{inj} (t_{f\_inj} - t_0) \quad (1.32)$$

avec  $t_0$  le temps mort d'injecteurs et  $k_{inj}$  un paramètre constant à identifier.

### 1.5 Modélisation du couple moteur

Le schéma de la figure 1.15 représente l'ensemble piston/bielle/manivelle en mouvement dans chaque cylindre d'un moteur thermique à allumage commandé qui permet d'obtenir la rotation du vilebrequin à partir de la translation des pistons. Ces mouvements de translation proviennent de la combustion d'un mélange air/carburant mis sous pression dans les cylindres.

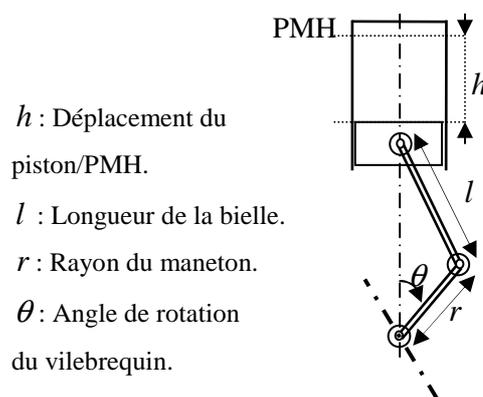


Figure 1.15. Système mécanique de rotation du vilebrequin

Le principe fondamental de la dynamique décrit l'évolution de l'angle de rotation du vilebrequin au cours du temps :

$$I_m \cdot \ddot{\theta} = C_{ind} - C_{peres} \quad (1.33)$$

Où la variable  $C_{ind}$  est le couple moteur indiqué (issu de la combustion du mélange air/essence),  $C_{pertes}$  représente le couple des pertes,  $\ddot{\theta}$  est l'accélération angulaire du moteur,  $I_m$  est le moment d'inertie du moteur. Il est formulé par une relation comportant la somme d'un terme constant et d'une partie variable :

$$I_m(\theta) = I_{eq} + M_{eq} r^2 f(\theta)^2 \quad (1.34)$$

Où  $I_{eq}$  est le moment d'inertie équivalent des masses rotatives,  $M_{eq}$  la masse équivalente des masses alternatives,  $r$  est le rayon du vilebrequin,  $\theta$  est l'angle de rotation du vilebrequin et  $f(\theta)$  une fonction donnée par la formule (1.35) suivante :

$$f(\theta) = \sin(\theta) + \frac{\frac{r}{l} \sin(2\theta)}{2\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2(\theta)}} \quad (1.36)$$

avec  $l$  la longueur de la bielle.

Le couple moyen indiqué est donné par une relation de la forme suivante /Heywood, 1988/ /Hendricks & Luther, 2001/ :

$$C_{ind} = \frac{\eta_{ess} \eta_v Q_{ess} \rho_{air} V_d}{2 \left( \frac{\dot{m}_{cyl}}{\dot{m}_f} \right)} \quad (1.37)$$

Avec  $\eta_{ess}$  le rendement de conversion d'essence,  $\eta_v$  le rendement volumétrique,  $Q_{ess}$  la constante énergétique de l'essence,  $\rho_{air}$  la densité de l'air et  $\dot{m}_f$  le débit massique d'essence injecté.

Pour le couple indiqué instantané, il peut être obtenu en utilisant les formules théoriques liant le couple aux forces de pressions appliquées sur les pistons dans les chambres de combustion /Swoboda, 1984/ /Kiencke & Nielsen, 2000/ :

$$C_{ind} = \sum_{i=1}^4 a_{1_i}(\theta) p_{cyl_i}(\theta) + \Theta(\theta, \dot{\theta}) \quad (1.38)$$

avec  $p_{cyl_i}(\theta)$  la pression dans le cylindre  $i$ . Le couple moyen est alors obtenu à partir de la moyenne glissante du couple instantané sur un ou plusieurs cycles moteur.

Le couple de pertes  $C_{pertes}$ , englobe le couple des frottements  $C_f$ , le couple des masses en oscillation  $C_{osc}$  et le couple de charge  $C_{ch}$ .

$$C_{pertes} = C_f + C_{osc} + C_{ch} \quad (1.39)$$

La grandeur la plus souvent utilisée pour réaliser des lois de commande est le couple moteur effectif  $C_m$  qui correspond à :

$$C_m \triangleq C_{ind} - C_f - C_{osc} \quad (1.40)$$

Le couple moteur effectif  $C_m$  peut-être décrit par des formules issues de l'expérimentation comme dans /Chaumerliac, 1995/ :

$$C_m = \beta_1 \bar{m}_{cyl} + \beta_2 \bar{m}_{cyl} (\lambda - 1) + \beta_3 \bar{m}_{cyl} (\lambda - 1)^2 + \beta_4 + \beta_5 \dot{\theta} + \beta_6 \dot{\theta}^2 \quad (1.41)$$

avec  $\bar{m}_{cyl}$  la masse d'air moyenne emprisonnée dans les cylindres durant l'admission, qui est à estimer et  $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5$  et  $\beta_6$  des coefficients constants à estimer.  $\dot{\theta}$  est la vitesse instantanée de rotation du moteur et  $\lambda$  est la richesse du mélange carburé.

Ou encore dans /Kang & Grizzle, 1999/ avec la relation suivante :

$$C_m = \gamma_1 + \gamma_2 \dot{m}_{cyl} + \gamma_3 \lambda + \gamma_4 \lambda^2 + \gamma_5 \delta_{av} + \gamma_6 \delta_{av}^2 + \gamma_7 \dot{\theta} + \gamma_8 \dot{\theta}^2 + \gamma_9 \dot{\theta} \delta_{av} + \gamma_{10} \delta_{av} \dot{m}_{cyl} + \gamma_{11} \delta_{av}^2 \dot{m}_{cyl} + \gamma_{12} \delta_{av} \dot{m}_{egr} \quad (1.42)$$

où  $\delta_{av}$  est l'angle d'avance à l'allumage et  $\gamma_1, \dots, \gamma_{12}$  sont des paramètres constants à estimer.

En principe, la connaissance du couple fourni par le moteur thermique est primordiale pour assurer une gestion fine du fonctionnement de ce dernier. Cependant, le couple n'est pas mesuré sur véhicule de série. D'une part, les problèmes techniques liés à l'installation d'un capteur de couple sur l'arbre du moteur et d'autre part, son coût élevé sont des freins à un développement en série. Une alternative possible pour remédier à ce problème, consiste alors à estimer les variations du couple. Par exemple, moyennant l'utilisation d'algorithmes d'estimation et/ou d'observateurs calculés à partir des variables moteur (pressions, température, débits,...) disponibles à la mesure.

## 1.6 Etat de l'art sur la commande du circuit d'admission et du couple moteur

Dans cette partie, les différentes stratégies de commande proposées dans la littérature afin de résoudre les problèmes de contrôle moteur concernant la commande de l'air ainsi que la commande et l'estimation du couple moteur sont abordées. Le moteur thermique à

allumage commandé, du point de vue contrôle/commande, est considéré comme un système non linéaire multivariable. Pour le réglage de son fonctionnement, le moteur est équipé de plusieurs capteurs (pression, température, débit massique, position, vitesse,...) ainsi que d'une multitude d'actionneurs (vannes papillon d'air, vanne de décharge (à l'échappement), les injecteurs d'essence, la bougie d'allumage, ...). La figure 1.16 donne un aperçu relativement général de la configuration actuelle des moteurs thermiques à allumage commandé avec les différents éléments qui les composent.

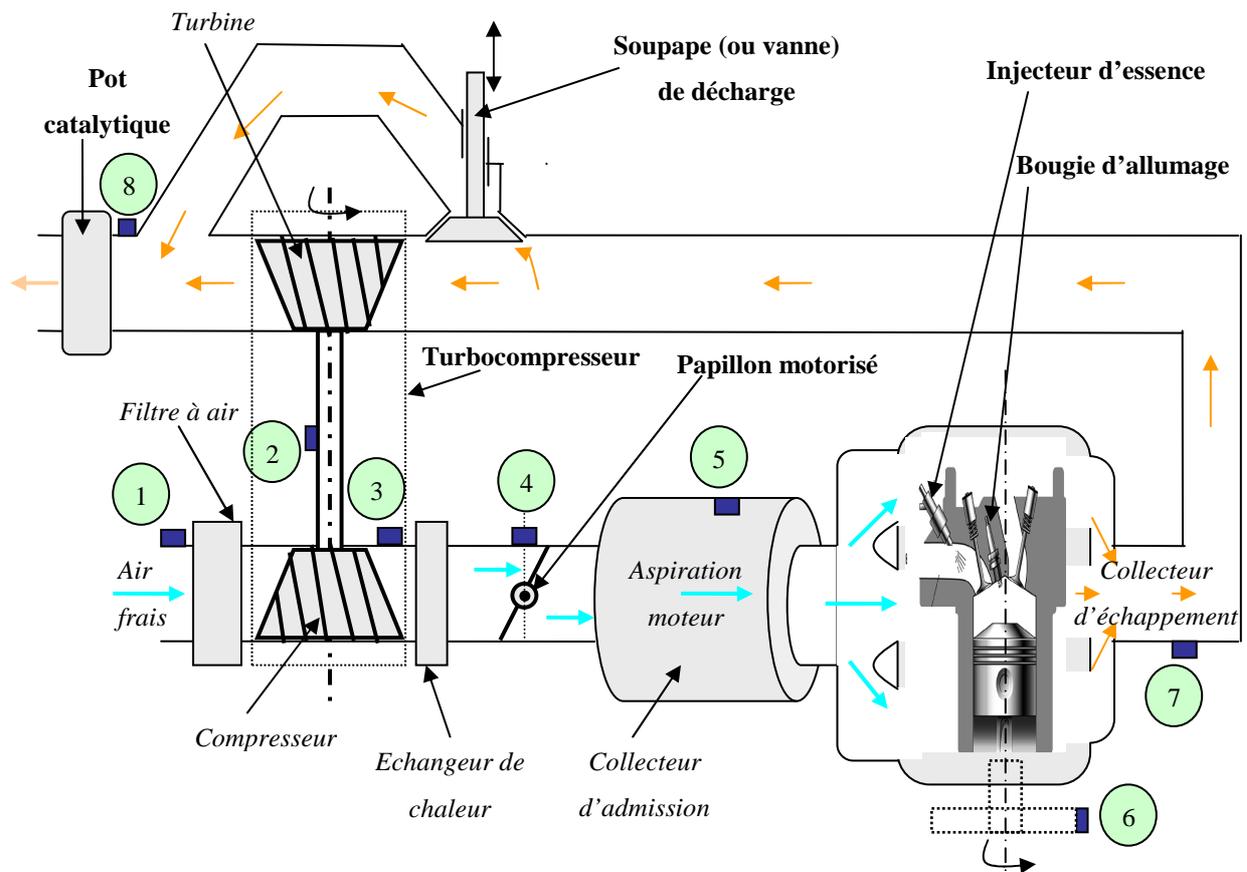


Figure 1.16. Actionneurs et capteurs équipant les moteurs

A la structure de base de ces moteurs sont ajoutés les différents actionneurs, indiqués en gras sur le schéma, et les capteurs numérotés comme suit :

1- débitmètres d'air, 2- capteur de vitesse angulaire du turbocompresseur, 3- capteurs de pression et de température de suralimentation, 4- capteur de position angulaire du papillon motorisé, 5- capteurs de pression et de température dans le collecteur d'admission, 6- capteur de vitesse angulaire du vilebrequin, 7- capteur de température et, éventuellement, de pression à l'échappement, 8- sonde de richesse.

D'autres capteurs sont éventuellement disponibles servant par exemple au diagnostic comme le capteur de cliquetis, etc. Les signaux issus de ces capteurs sont envoyés vers le bloc « contrôle moteur », qui est un système à base de microprocesseur.

Le calculateur moteur (ECU : Electronic Control Unit) permet d'évaluer et de générer les différents réglages à appliquer aux actionneurs afin d'avoir un meilleur fonctionnement du moteur et remédier aux dysfonctionnements éventuels (figure 1.17).

Dans l'industrie automobile, les commandes utilisées dans les contrôles moteurs sont souvent basées sur des commandes à base de cartographies statiques. Ces dernières sont calibrées par essais successifs sur banc d'essais moteur.

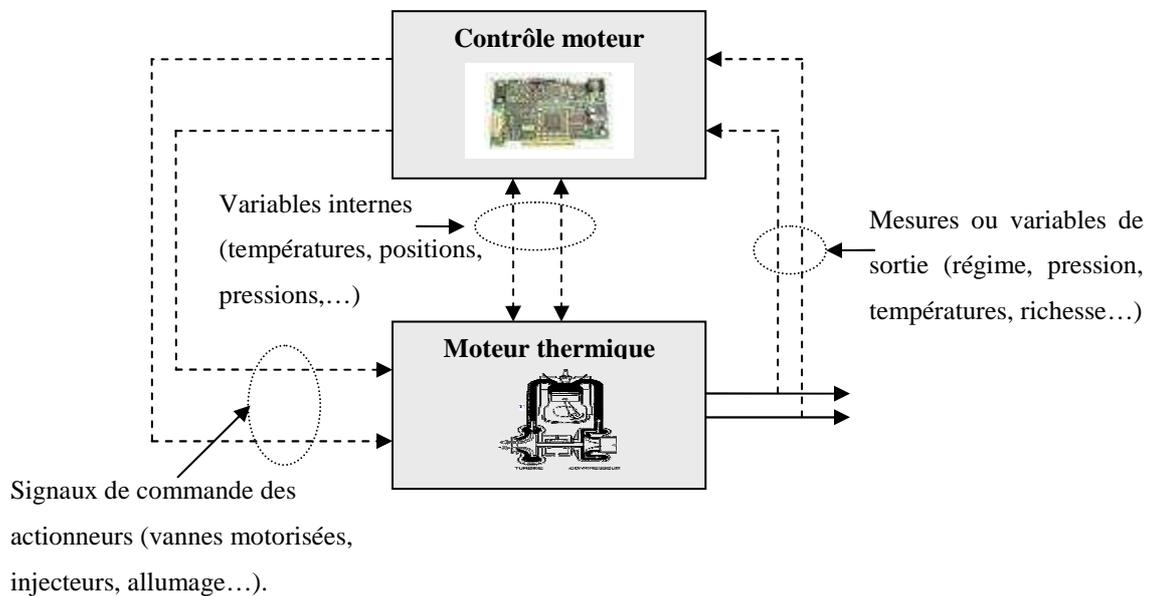


Figure 1.17. Principe du contrôle moteur électronique

Cependant, cette méthode de contrôle demande un investissement très important, en termes de temps de mise en œuvre (1 à 2 ans en moyenne), ou bien en termes de moyen financier (main d'œuvre, moyen d'essais, ...). De plus, ces cartographies ne prennent pas en compte, de part leur nature, la dynamique du moteur, ni les paramètres environnementaux. Ces problèmes ont conduit les industriels à s'orienter, de plus en plus, vers les outils de l'automatique et de la commande en boucle fermée.

Néanmoins, l'une des approches répandue pour répondre aux problèmes de commande consiste à utiliser le régulateur de type PID linéaire, qui est relativement facile à régler pour un point de fonctionnement donné. Les lois de commande non linéaires tardent à être généralisées dans ce domaine, bien que de plus en plus de solutions de ce type soient

proposées dans les articles de recherche académique. L'avantage de ces lois de commande non linéaires, en plus de leur robustesse, est le fait qu'elles permettent d'assurer de bonnes performances dans une large plage de fonctionnement du système. Dans la suite, un aperçu sur les différentes stratégies de commande et de l'estimation de variables d'état du moteur est exposé.

### 1.6.1 Commande et estimation du couple moteur

Lors d'un appui sur la pédale d'accélération, le conducteur exprime une demande en couple. Cette consigne en couple est, par la suite, traduite par un étage de supervision en différentes consignes envoyées aux actionneurs. L'objectif des différentes commandes consiste alors à ramener le couple à sa valeur de consigne en un minimum de temps et avec le moins de dépassement possible, afin d'assurer un bon confort de conduite. Néanmoins, l'absence de capteurs de couple sur les véhicules de série rend la commande directe basée sur la mesure du couple irréalisable. Pour remédier à ce problème, deux solutions distinctes sont utilisées. La première consiste à mettre en œuvre un observateur du couple. Quant à la deuxième, elle correspond à utiliser des variables intermédiaires ayant une influence directe sur les variations du couple pour estimer l'évolution de ce dernier.

La solution passant par l'estimation du couple (observateur) a fait l'objet de plusieurs travaux. Là encore, deux approches sont à distinguer. Une des ces approches passe par l'estimation du couple instantané. Cela se fait, soit en se basant sur la mesure des pressions dans les cylindres /Chen & Moskwa, 1997/ /Park & Sunwoo, 2003/, quand ces dernières sont disponibles à la mesure, en utilisant le modèle (1.38), soit en calculant un observateur basé sur la mesure du régime instantané du moteur. La construction de ces observateurs nécessite l'hypothèse selon laquelle, durant un cycle de fonctionnement du moteur, l'évolution du couple résistant reste relativement lente et faible par rapport aux variations périodiques du couple moteur /Kiencke & Nielsen, 2000/. Dans /Kiencke & Nielsen, 2000/, par exemple, un filtre de Kalman est utilisé. L'équation différentielle (1.33) est réécrite dans le domaine de l'angle de rotation du vilebrequin comme suit :

$$J(\theta)\ddot{\theta} = C_{ind}(\theta) - C_r^*(\theta) - C_f(\theta).\dot{\theta}^2 \quad (1.43)$$

où  $C_r^*(\theta) = C_{osc}(\theta) + C_{ch}(\theta)$ ,  $C_{osc}(\theta)$  est le couple des masses en oscillation (piston + bielle) et  $C_{ch}(\theta)$  est le couple de charge. L'équation (1.43) est alors discrétisée, puis mise sous forme d'une représentation d'état linéaire :

$$\begin{cases} x(k+1) = A(t)x(k) + B(t)u(k) \\ y(k) = Cx(k) \end{cases} \quad (1.44)$$

avec le vecteur d'état  $x(k) = (\dot{\theta}^2(k) \quad C_{ind}(k) - C_r^*(k) \quad C_{ind}(k+1) - C_l(k+1))^T$ , la matrice

$$\text{d'état } A(t) = \begin{bmatrix} 1 - \frac{2f(k)\Delta\theta}{J(k)} & \frac{2\Delta\theta}{J(k)} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -e^{-2\delta\Delta\theta} & -2e^{-\delta\Delta\theta} \end{bmatrix}, \text{ la matrice d'entrée } B(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ (1 - e^{-\delta\Delta\theta})^2 \end{bmatrix}, \text{ la}$$

matrice de sortie  $C(t) = (1 \quad 0 \quad 0)$  et  $u(k)$  est l'entrée du modèle. Le paramètre  $\Delta\theta$  est la période d'échantillonnage en angle vilebrequin (de l'ordre de  $6^\circ$ ), et  $\delta$  est choisi de manière à filtrer les bruits à hautes fréquences. Le filtre de Kalman utilisé permet de reconstruire la variable  $x_2$  dont l'estimée est  $\hat{x}_2(k) = \hat{C}_{ind}(k) - C_r^*(k)$ . En supposant que la valeur du couple moteur instantané  $C_{ind}(k)$  s'annule à chaque passage par les points limites (PMH et PMB), Pour dissocier les deux couples  $C_{ind}(k)$  et  $C_r^*(k)$ , la relation suivante est utilisée au point mort haut et au point mort bas :

$$\hat{x}_2(k) \Big|_{P_{MH}, P_{MB}} \approx -C_r^*(k) \quad (1.45)$$

L'estimation couple de charge  $-\hat{C}_r^*(k)$  est alors calculé par interpolation des couples de charge calculés aux instants de passage par le point mort haut et au point mort bas, et le couple moteur  $C_{ind}(k)$  peut alors être calculé séparément. Cette méthode donne de bons résultats quant à l'estimation du couple moteur instantané. Il a été prouvé que l'on peut l'utiliser par exemple pour détecter les ratés d'allumage lors de la combustion /Chauvin *et al.*, 2004/.

Une autre famille de méthode est basée sur une analyse fréquentielle /Rizzoni & Connolly, 1993/ /Rizzoni, 1989/ /Lee, 2001/. En effet, les signaux intervenants dans la modélisation du couple moteur sont des signaux périodiques dont les variations se répercutent sur la composante alternative de la vitesse instantanée du vilebrequin, ce qui permet l'utilisation de la transformée de Fourier. La dynamique du vilebrequin est alors vue comme un filtre linéaire du premier ordre, figure 1.18, dont l'entrée est le couple indiqué, la sortie est la vitesse de rotation, tous les deux étant des fonctions de l'angle du vilebrequin  $\theta$ .

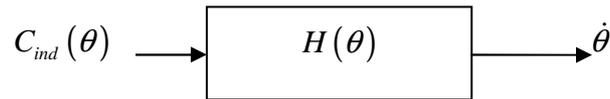


Figure 1.18 : relation simplifiée entre le couple indiqué et la composante alternative du régime

Le problème revient alors à identifier la réponse impulsionnelle  $H(\theta)$ , ensuite, le couple indiqué est calculé par la transformée de Fourier inverse.

Il existe encore d'autres approches d'estimation du couple moyennant les observateurs à entrées inconnues linéaires /Kim *et al.*, 1999/ /Lauber, 2003/ ou non linéaires /Rizzoni, 1989/ /Drakunov *et al.*, 1995/. Une autre catégorie repose sur l'emploi de la théorie des modes glissants /Drakunov *et al.*, 1995/ /Wang *et al.*, 1997/.

Dans cette dernière, /Wang *et al.*, 1997/, la représentation d'état de la dynamique du vilebrequin utilisée est :

$$\ddot{\theta} = \alpha_1 C_{ind} + f_1(\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}) \quad (1.46)$$

telle que  $\alpha_1$  est une constante et  $f_1(\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta})$  une fonction non linéaire en ses arguments. Un observateur à modes glissants permet alors d'estimer l'accélération angulaire  $\ddot{\theta}$  et à partir de là, le couple indiqué  $C_{ind}$ . La surface de glissement choisie est donnée par :  $s = (\dot{\hat{\theta}} - \dot{\theta})$ , avec  $\hat{\theta}$  l'estimée de  $\theta$ .

En posant  $\hat{C}_{ind} = v$ , un filtre passe bas est pris en compte dans l'observateur de manière à atténuer les bruits haute fréquence. La sortie du filtre est alors définie par l'expression (1.47) :

$$\tau \dot{v} + v = -m \cdot \text{sgn}\left(f(x_1) \left(\dot{\hat{\theta}} - \dot{\theta}\right)\right) h(\theta) \quad (1.47)$$

avec  $\tau$  la constante de temps du filtre choisi,  $f$  et  $h$  des fonctions non linéaires de la variable  $\theta$ . Les résultats obtenus sur banc d'essais moteur présentent des erreurs d'observation négligeables pour de grandes valeurs du couple et importantes pour de faibles valeurs. Néanmoins, l'utilisation de tels observateurs, même si elle semble prometteuse pour réaliser des applications embarquées, reste limitée au domaine du diagnostic vu leurs limites au niveau de la précision.

Dans le contexte de commande, la méthode la plus répandue est celle basée sur l'utilisation d'un modèle statique estimateur (figure 1.19) du couple. Ce type d'estimateur est donné dans les relations (1.41) et (1.42) /Lauber *et al.*, 2003/ précédemment citées, auquel une

dynamique du premier ordre peut être ajoutée /Chamaillard *et al.*, 2004/. Enfin, il existe aussi une autre approche du même type mais avec plusieurs modèles statiques reliés à l'aide de règles floues /Bortolet, 1998/ /Passaquay, 2000/ de type Takagi-Sugeno identifiées sous la forme suivante :

$\forall i \in \{1, \dots, r\}$ , Règle  $i$  :

$$\text{Si } (\delta_{av}, \lambda, p_{col}, \dot{\theta}) \text{ est } Z_i \text{ alors } (C_{ind} = c_1^i \delta_{av} + c_2^i \lambda + c_3^i p_{col} + c_4^i \dot{\theta} + c_5^i) \quad (1.48)$$

Les coefficients  $c_1^i$ ,  $c_2^i$ ,  $c_3^i$ ,  $c_4^i$ , et  $c_5^i$  pour  $i \in \{1, \dots, r\}$  et les paramètres des prémisses sont obtenus par identification. La loi de commande en couple du moteur est alors calculée à partir du modèle flou défini par les règles (1.48), et correspond à un PID à gains programmés.

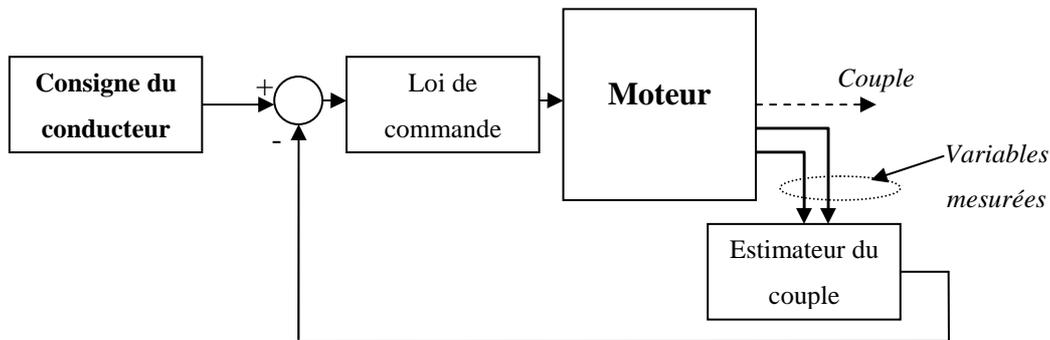


Figure 1.19. Commande basée sur l'estimation du couple moteur

### 1.6.2 Commande indirecte en couple

La deuxième approche de commande indirecte du couple est basée sur l'utilisation de variables mesurées intermédiaires ayant une influence directe sur les variations du couple (figure 1.20). De nombreux travaux en découlent.

Dans /Ingram *et al.*, 2003a, 2003b/, la mesure du débit d'air à l'admission est utilisée comme variable intermédiaire. Des commandes robustes de type  $H_\infty$  sont alors synthétisées à partir d'un modèle linéaire nominal obtenu par une identification fréquentielle du système. Dans /Stefanopoulou *et al.*, 1994/, le moteur est équipé d'une seconde vanne commandable au niveau de chaque cylindre, ce qui ne change que peu de choses concernant la modélisation et la commande en couple du moteur. Un modèle non linéaire du moteur est développé, puis

linéarisé autour d'un point de fonctionnement. Une loi de commande LQG/LTR est alors synthétisée à partir du modèle linéaire obtenu.

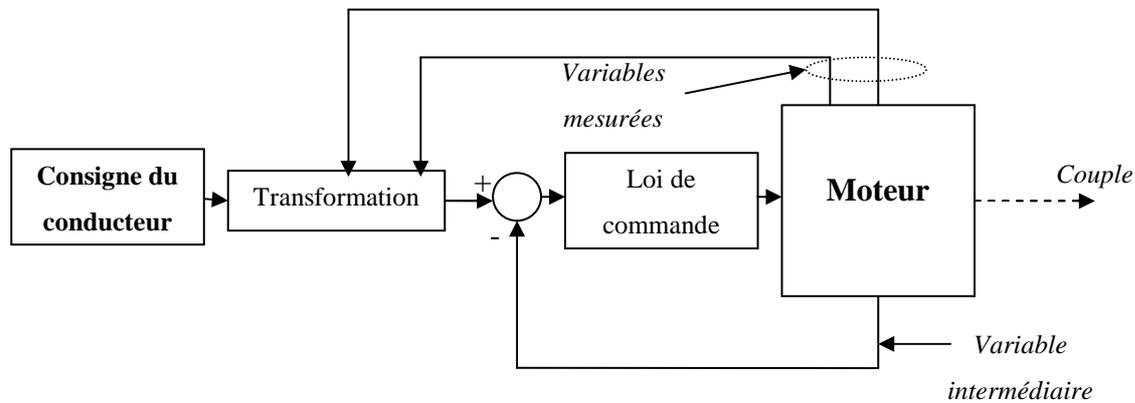


Figure 1.20. Commande indirecte du couple moteur

L'autre variable intermédiaire fréquemment utilisée pour agir sur l'évolution du couple moteur est la pression dans le collecteur d'admission d'air. En se basant sur la relation (1.20), pour commander cette variable, que ce soit dans le cas de moteurs atmosphériques /Lauber *et al.*, 2002/ ou avec suralimentation /Colin *et al.*, 2005/ /Karnik *et al.*, 2005/, une estimation du débit d'air moyen, introduit dans les cylindres est souvent nécessaire. Cette variable est généralement cartographiée ou obtenue à l'aide de relations statiques approximant les variations du rendement volumétrique /Heywood, 1988/ /Hendricks, 2001/ ou encore, en utilisant des observateurs d'état /Andersson, 2005/ et/ou à entrées inconnues /Stotsky & Kolmanovski, 2002/.

Il est à noter qu'une commande en couple est souvent développée pour atteindre l'un des deux objectifs antagonistes suivants : la minimisation de la consommation du carburant et des émissions polluantes ou bien la minimisation du temps de réponse /Ericsson *et al.*, 2002b/ /Frei, 2004/. En ajoutant les contraintes dues aux saturations des actionneurs, la commande en couple devient vite un problème complexe. Enfin, l'admission d'air n'est pas la seule variable influant sur le couple. En parallèle il faut assurer une gestion fine de l'admission d'essence et surtout un réglage optimal de l'avance à l'allumage /Lauber, 2003/.

### 1.6.3 Commande de l'admission du carburant

Vu son importance, la régulation de la richesse est l'un des sujets les plus traités dans la littérature dédiée à la commande des moteurs thermiques à allumage commandé. La richesse dépend des quantités d'air frais et d'essence entrant dans chaque cylindre. Or, ces

dernières sont des quantités qui ne sont pas mesurables et la seule mesure accessible est celle qui est fournie par la sonde d'oxygène, ou sonde lambda, placée au niveau de la conduite d'échappement. Il y a deux types de capteurs de richesse, la sonde tout ou rien (donne l'information de mélange riche ou pauvre) et la sonde linéaire modélisée, en général, par un modèle linéaire du premier ordre retardé /Lauber, 2003/. Le problème principal de la commande de richesse est le retard variable correspondant au retard à l'injection, le phénomène de mouillage, au cycle de combustion ainsi que la position de la sonde au niveau du conduit d'échappement.

La technologie du pot catalytique, monté sur les véhicules automobiles, afin de réduire les émissions polluantes, impose une régulation de la richesse du mélange à la valeur 1 ( $\pm 5\%$ ), figure 1.13. Le phénomène de mouillage correspondant à un modèle linéaire peut être compensé en utilisant une régulation de type avance de phase /Kiencke & Nielsen, 2000/ /Lauber, 2003/. Celle-ci correspond à :

$$C_{a\phi}(p) = \frac{1 + \tau_f p}{1 + (1 - \chi_f) \tau_n p} \quad (1.49)$$

Parmi les travaux traitant de la problématique de la commande de la richesse, on trouve ceux basés sur des lois de commande linéaire ou linéarisante /Chang *et al.*, 1995/ /Guzzella *et al.*, 1997/ /Kiencke & Nielsen, 2000/ /Muske & Jones, 2006/. Par exemple, dans /Guzzella *et al.*, 1997/, c'est une linéarisation du modèle par retour de sortie qui a été effectuée. Un correcteur est alors obtenu moyennant la synthèse de commande robuste pour les modèles linéaires. Les résultats ont montré que cette commande est assez robuste aux bruits de mesures. Dans /Kiencke & Nielsen, 2000/, le capteur de richesse est pris en compte dans le calcul de la loi de commande. Une structure de type PI est utilisée de manière à assurer que la richesse reste dans un voisinage de la valeur désirée (à  $\pm 3\%$ ) pour des points de fonctionnement donnés du moteur ce qui est insuffisant pour les transitoires rapides de la vanne papillon.

Un deuxième type de commande est basée sur des algorithmes adaptatifs et des modes glissants /Li & Yurkovich, 1999/ /Souder & Hedrick, 2004/. L'objectif est alors de ramener rapidement la richesse à la valeur souhaitée pendant les phases transitoires.

Enfin, d'autres algorithmes non linéaires ont été utilisés dans /Pieper & Mehrotra, 1999/ utilisant les modes glissants et la commande floue de type Takagi-Sugeno /Lauber, 2003/.

Pour assurer une meilleure précision, certains auteurs proposent d'estimer la richesse au niveau de chaque cylindre au lieu d'utiliser la seule information issue de la sonde de richesse /Powell *et al.*, 1998/ /Arsie *et al.*, 2003/ /Benvenuti *et al.*, 2003/.

## 1.7 Conclusion

Dans cette partie, des généralités ainsi qu'un aperçu sur les approches de modélisation et de commande des moteurs thermiques à allumage commandé, ont été développés.

Pendant ces dernières années, avec l'apparition des systèmes de prototypage rapide, la commande à base de modèle devient une des approches les plus répandues dans la conception des contrôles moteurs. Cette approche permet un gain de temps énorme et un passage aisé vers l'implémentation des lois de commandes et des observateurs en temps réel, avec une génération automatique et optimisée du code embarqué. Ce type de système est utilisé dans le cadre de cette thèse pour implémenter sur banc d'essais moteur les lois de commande développées.

Dans la suite, les modèles moyens utilisés pour décrire les différentes dynamiques régissant le fonctionnement d'un moteur thermique à allumage commandé, à cylindrée réduite (downsized) et équipé d'une suralimentation en air, sont présentés. Ces modèles sont ensuite validés en utilisant des données réelles issues du banc d'essais moteur. Les modèles obtenus sont alors considérés, dans la suite, comme une base pour la synthèse des lois de commande du moteur.



## Table des Matières

<b>2</b>	<b>Modèle « orienté » contrôle et estimateur pour un moteur thermique à allumage commandé.....</b>	<b>- 46 -</b>
2.1	Introduction.....	- 46 -
2.2	Le banc d'essais moteur .....	- 47 -
2.3	Algorithmes pour l'estimation des paramètres des modèles.....	- 49 -
2.3.1	Modèles linéaires par rapport aux paramètres.....	- 50 -
2.3.2	Estimation des paramètres de modèles non linéaires .....	- 50 -
2.4	Modèles pour la commande de l'admission d'air du moteur.....	- 51 -
2.4.1	Modèle de la pression dans le collecteur d'admission d'air .....	- 52 -
2.4.2	Modèle du débit d'air moyen introduit dans les cylindres .....	- 52 -
2.4.3	Modèle du débit d'air traversant la vanne papillon .....	- 54 -
2.4.4	Modèle de commande pour la pression de suralimentation.....	- 59 -
2.4.5	Modèle statique du couple moteur .....	- 63 -
2.5	Estimation du couple moteur instantané .....	- 66 -
2.5.1	Observateur à grand gain.....	- 69 -
2.5.2	Observateur à modes glissants d'ordre deux .....	- 70 -
2.5.3	Application à l'estimation du couple instantané.....	- 71 -
2.5.4	Résultats de simulation.....	- 72 -
2.6	Récapitulatif des équations du modèle.....	- 74 -
2.7	Conclusion .....	- 75 -

## 2 Modèle « orienté » contrôle et estimateur pour un moteur thermique à allumage commandé

### 2.1 Introduction

Le sujet principal de cette partie concerne la présentation des structures de modèles qui sont utilisées pour le développement des lois de commande pour le circuit d'air d'un moteur thermique à allumage commandé. Ces représentations, permettant de décrire les évolutions des phénomènes régissant le fonctionnement d'un moteur thermique à allumage commandé, sont en général, de natures variées (mécaniques, chimiques, thermodynamiques, ...), non linéaires et relativement complexes. Cette complexité est réduite grâce à l'emploi des modèles dits moyens /Aquino, 1989/ /Hendricks & S. C. Sorensen, 1990/ /Week & Moskwa, 1995/ /Fons *et al.*, 1999/ /Kiencke & Nielsen, 2000/ /Ericsson *et al.*, 2002a/ /Guzzella & Onder, 2004/. 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.

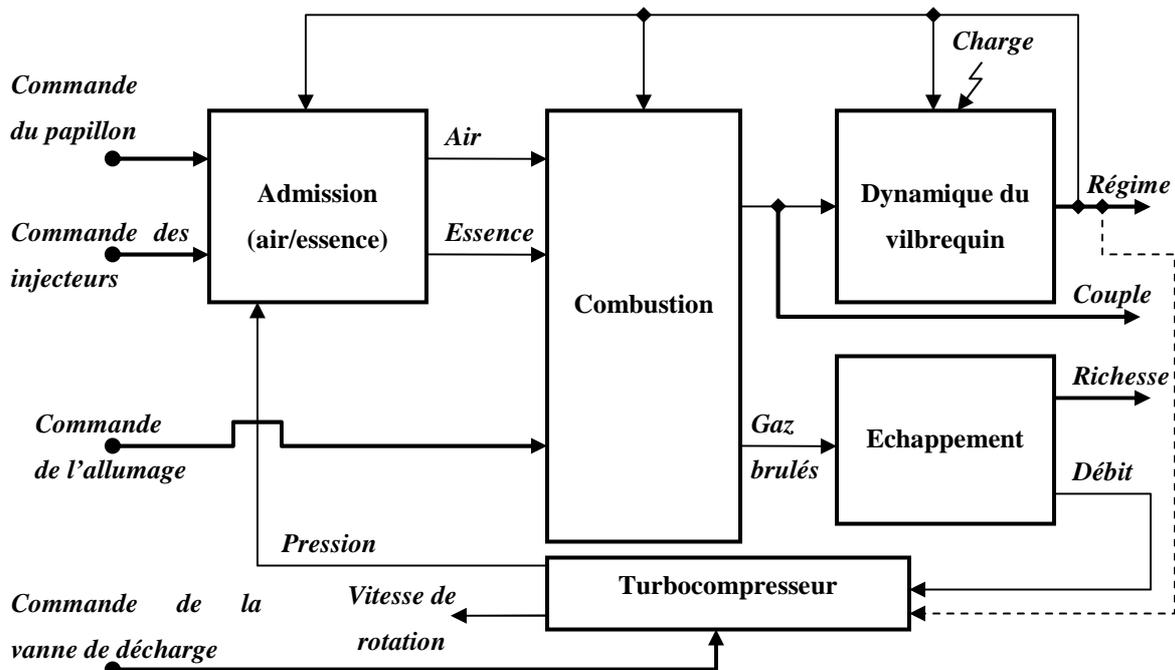


Figure 2.1. Principe de modélisation pour le contrôle d'un moteur thermique

La modélisation du moteur est réalisée en considérant un découpage du moteur en sous-blocs fonctionnels (figure 2.1) : admission (air/essence), combustion, turbocompresseur, dynamique du vilebrequin et échappement. Pour modéliser ces différents blocs, des relations basées sur les lois et les principes de la physique (comme la loi des gaz parfaits, le principe de conservation de masse, écoulement de gaz à travers un orifice,...) couramment utilisées dans la littérature, 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 par exemple pour le turbocompresseur). Pour calculer les lois de commande, des approximations, sous forme d'expressions analytiques, de ces cartographies sont souvent utilisées dans les modèles /Moraal & Kolmanovsky, 1999/ /Andersson & Erikson, 2001/ /Ericsson *et al.*, 2002b/ /Frei, 2004/ /Andersson, 2005/.

Dans le cadre de ces travaux de thèse, les parties relatives au contrôle de l'admission d'air et de carburant sont considérées. Par conséquent, les blocs s'y relatant (« admission air », « admission d'essence », « turbocompresseur » et « dynamique du vilebrequin ») sont décrits dans la suite.

L'objectif est de rendre le modèle indépendant du turbocompresseur utilisé, tout en gardant un bon compromis entre la précision et la complexité du modèle. La solution proposée dans cette partie consiste alors à définir une relation liant les variations de la pression de suralimentation (en aval du compresseur) aux deux actionneurs principaux de la commande du circuit d'air (la vanne papillon et la vanne de décharge). Pour compenser les erreurs de modélisation, des solutions de commande non linéaires robustes sont utilisées.

Cependant, avant de parler de commande, l'estimation des paramètres des modèles doit se faire en passant par les quatre étapes principales d'identification paramétrique /Landau, 1998/ à savoir, l'acquisition des données entrées/sorties, le choix de la structure du modèle, l'estimation des paramètres et enfin, la validation des modèles. Concernant la première étape, nous avons utilisé un banc d'essais moteur mis à notre disposition par le LME d'Orléans et décrit dans le paragraphe suivant.

## **2.2 Le banc d'essais moteur**

L'un des objectifs de ce travail est de proposer des solutions pour la commande de moteur à cylindrée réduite (downsized). L'intérêt de ce type de motorisation est d'obtenir un couple plus élevé sans augmenter la géométrie du moteur. Une suralimentation en air est alors réalisée à l'aide d'un turbocompresseur (figure 2.2) dans le cas de notre étude. Le banc

d'essais utilisé se compose d'un moteur MCC-Smart comportant trois cylindres en ligne pouvant fournir jusqu'à  $88 Nm$  malgré sa faible cylindrée ( $599 cm^3$ ), et d'un système de prototypage rapide. Ce dernier est décrit avec plus de détails dans le quatrième chapitre.

Les acquisitions des mesures sont effectuées avec une période d'échantillonnage de  $1 ms$ . Les excitations des actionneurs sont réalisées à l'aide de signaux de types séquences pseudo aléatoires modulées en amplitude. Ce type d'excitation permet d'agir sur les différentes dynamiques régissant le fonctionnement du système non linéaire puisque il est assez riche en fréquences et en amplitudes.

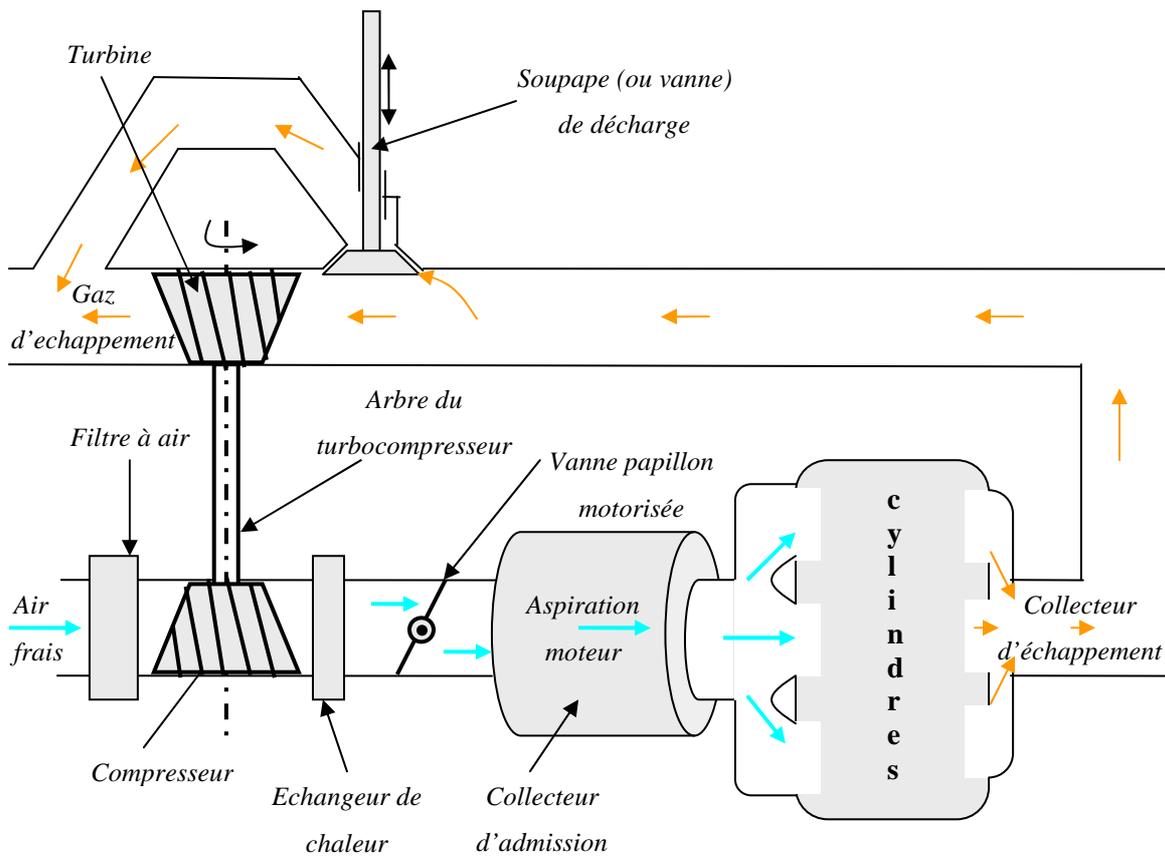


Figure 2.2. Schéma de principe d'un moteur thermique muni d'un turbocompresseur

Les modèles utilisés dans ce travail sont continus. Par conséquent, l'utilisation de l'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. Enfin, il faut noter que l'outil logiciel utilisé pendant l'étape d'identification est Matlab<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup> qui constitue un environnement de développement

complet pour les applications liées à l'automatique (boîtes à outils de commande, d'optimisation, ...).

### 2.3 Algorithmes pour l'estimation des paramètres des modèles

Il existe différentes approches d'identification et d'estimation de paramètres de modèles décrivant le fonctionnement des processus physiques. Ces méthodes sont, en général, choisies en fonction de la structure du modèle utilisée. Cependant, le principe de toutes ces méthodes repose sur l'optimisation d'un critère que l'utilisateur définit afin que le comportement du modèle soit le plus proche possible de celui du système. Le schéma de la figure 2.3 décrit le principe d'une structure d'identification paramétrique de modèles à erreur de sortie /Walter & Pronzato, 1994/ qui est utilisée dans cette partie.

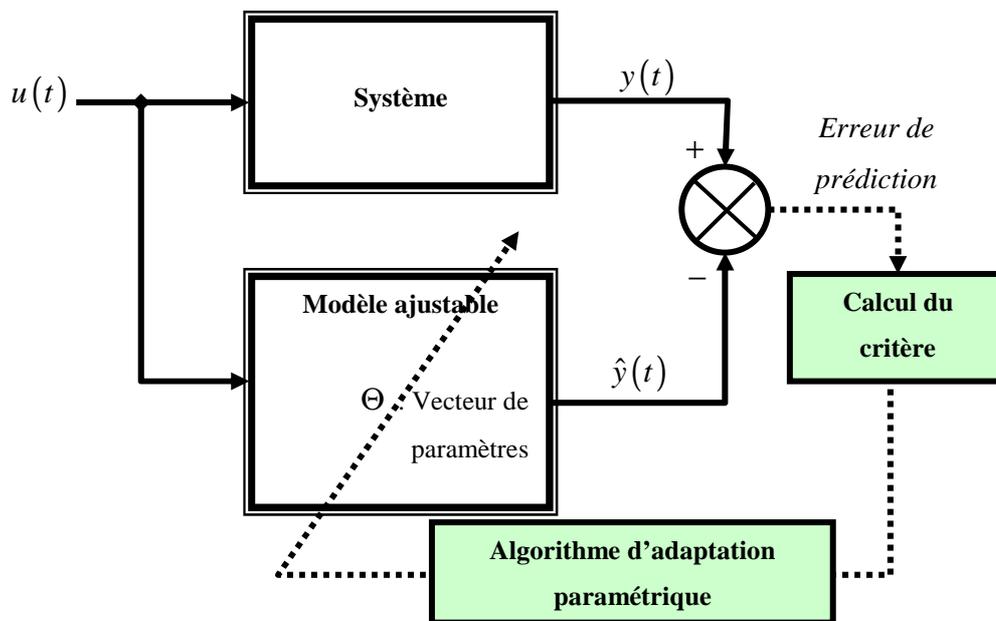


Figure 2.3. Structure d'identification paramétrique de modèle de type parallèle

Il est à noter que les parties du moteur sont identifiées séparément, en fonction de l'objectif de commande désiré. L'algorithme d'estimation paramétrique permet de rechercher le vecteur de paramètre  $\Theta^*$  solution du problème d'optimisation tel que l'erreur entre la sortie du système ou la mesure  $y(t)$  et la sortie du modèle  $\hat{y}(t)$  soit minimale au sens du critère choisi.

### 2.3.1 Modèles linéaires par rapport aux paramètres

Lorsque ces modèles sont linéaires par rapport aux paramètres, une estimation des paramètres au sens des moindres carrés /Ljung, 1987/ /Walter & Pronzato, 1994/ /Corriou, 1996/ est l'approche la plus simple à utiliser hors ligne. En considérant dans une ou plusieurs expériences, sur un horizon fini, la sortie mesurée du système représentée par le vecteur  $Y$ , la matrice de régression  $\Phi$  et le vecteur des paramètres  $\Theta$ , de dimensions appropriées, alors le vecteur de l'erreur de prédiction  $\varepsilon_{est}$  est tel que:

$$\varepsilon_{est} = Y - \Phi \Theta \quad (2.1)$$

L'objectif est de minimiser le critère quadratique  $J(\Theta)$  défini par la norme suivante :

$$J(\Theta) = \frac{1}{2} [Y - \Phi \Theta]^T [Y - \Phi \Theta] \quad (2.2)$$

La condition du gradient donne alors la solution analytique  $\Theta^*$  du problème, à condition que  $(\Phi^T \Phi)^{-1}$  existe, sous la forme suivante :

$$\Theta^* = (\Phi^T \Phi)^{-1} \Phi^T Y \quad (2.3)$$

Il est possible de vérifier que l'estimateur du vecteur des paramètres obtenu par (2.3) est non biaisé /Walter & Pronzato, 1994/. Donc, le vecteur  $\Theta^*$  tend vers le vecteur de paramètre  $\Theta$  lorsque le nombre d'observations tend vers l'infini.

### 2.3.2 Estimation des paramètres de modèles non linéaires

Dans le cas où le modèle du système est non linéaire par rapport aux paramètres, des méthodes heuristiques (algorithme génétique, recuit simulé, ...) ou des algorithmes d'optimisation non linéaires sont utilisés. De nombreux algorithmes ont été développés pour résoudre ce genre de problème /Nocedal & Wright, 1999/, /Conn *et al.*, 2000/, etc. Un algorithme de type LSQ (Least Square Quadratic Programming) /Coleman, 1996/ /Dennis, 1977/ de la boîte à outil « Optimisation » de Matlab est utilisé (fonction *lsqnonlin* de Matlab®). Suivant la complexité du problème d'optimisation des algorithmes de type Gauss-Newton ou Levenberg-Marquardt sont choisis automatiquement par cette fonction *lsqnonlin*.

Cette approche présente une bonne robustesse et permet de minimiser un critère linéaire ou non avec des contraintes de type inégalité. Ces algorithmes ont déjà été utilisés dans le même contexte dans les travaux de thèse de /Andersson, 2005/ dédiée à la modélisation et à l'estimation du remplissage en air d'un moteur thermique turbocompressé. Le critère  $J$  de la variable  $x$  à minimiser, prend alors la forme suivante :

$$J(x(k)) = \min_x \frac{1}{2} \|f(x(k))\|_2^2 = \min_x \frac{1}{2} \sum_i f_i(x(k))^2 \quad (2.4)$$

avec  $f(x)$  une fonction continue qui peut aussi se mettre sous la forme vectorielle (2.5) telle que :

$$f(x) = [f_1(x) \quad f_2(x) \quad \cdots \quad f_n(x)]^T \quad (2.5)$$

Dans notre cas, les composantes de la fonction  $f(x)$  correspondent à des pondérations des erreurs de prédiction entre les sorties mesurées du système  $x_i$  et leurs estimations qui sont les sorties des modèles  $\hat{x}_i$  :

$$f_i(x) = \rho_i (x_i - \hat{x}_i) \quad (2.6)$$

où les  $\rho_i$  sont des constantes réelles positives. Leur rôle est double : d'une part, la mise à l'échelle des variables du critère et d'autre part la pondération des mesures, par exemple, selon leur fiabilité, leur précision, etc.

Notons que, les essais sur le banc moteur du LME ont été réalisés dans des plages de variations suivantes pour le régime moteur  $N_e$  et la pression collecteur  $p_{col}$  :  $1500 \leq N_e \leq 3500 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$ ,  $0,3 \leq p_{col} \leq 2 \text{ bar}$ . Par conséquent, les modèles obtenus par identification dans la suite de chapitre, ne sont validés que dans ces domaines de variation.

## 2.4 Modèles pour la commande de l'admission d'air du moteur

Cette partie concerne le développement d'un modèle pour la commande du circuit d'air d'un moteur thermique à allumage commandé. Pour rappel, le moteur que nous considérons possède trois cylindres en ligne et une suralimentation en air (turbocompresseur). Pour modéliser les différents phénomènes qui nous intéressent, certaines structures sont connues a priori puisqu'elles sont issues des lois de la physique.

Un intérêt tout particulier est porté sur le circuit d'air du moteur dont les principaux actionneurs sont la vanne papillon motorisée, située en amont du collecteur d'admission d'air, et la vanne de décharge, située à l'échappement, qui permet d'agir sur la dynamique du turbocompresseur (cf. figure 2.2). Les différentes variables de sorties que nous avons considérées sont : la pression dans le collecteur d'admission, les variations de la pression de suralimentation et le couple moyen fourni par le moteur. Toutefois, il est à noter que des liens de causalité existent entre ces trois variables vu que dans tous les cas, l'objectif principal est d'agir sur le remplissage en air des cylindres.

### 2.4.1 Modèle de la pression dans le collecteur d'admission d'air

L'objectif est de développer des lois de commande prenant en compte les phénomènes transitoires du système. Par conséquent, un modèle dynamique, de précision cohérente avec les objectifs de commande, et de complexité compatible avec une implémentation en temps-réel est développé. La modélisation des éléments qui se trouvent en amont de la vanne papillon motorisée (filtre à air, échangeur de chaleur /Frei, 2004/) 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 (une étude comparative entre le cas de modèle isotherme et adiabatique a été effectuée dans /Hendricks, 2001/ et montre que la prise en compte de la dynamique de la température permet d'améliorer la précision du modèle en régime transitoire).

La dynamique de la pression dans le collecteur d'admission d'air frais est décrite par une équation différentielle non linéaire du premier ordre fonction des débits d'air papillon (entrant)  $\dot{m}_{pap}$  et du débit massique d'air injecté dans les trois cylindres (sortant)  $\dot{m}_{cyl}$  équation (2.7) suivante :

$$\dot{p}_{col} = \frac{RT_{col}}{V_{col}} (\dot{m}_{pap} - \dot{m}_{cyl}) \quad (2.7)$$

où  $T_{col}$  est la température à l'intérieur du collecteur d'admission, considérée égale à la température en amont de la vanne papillon  $T_{am\_pap}$ . La constante  $V_{col}$  est le volume du collecteur et  $R$  la constante des gaz parfaits et  $\dot{m}_{cyl} = \sum_{i=1}^3 \dot{m}_{cyl_i}$ .

### 2.4.2 Modèle du débit moyen d'air admis dans les cylindres

La représentation utilisée est celle définie dans /Hendricks *et al.*, 1996/ /Hendricks, 2001/. Ce modèle est simple, il est linéaire par rapport aux paramètres et ne comporte que deux paramètres à identifier, mais permet d'obtenir une bonne approximation du remplissage en air des cylindres. Pour estimer les paramètres de ce modèle, les données sélectionnées correspondent à celles où la pression collecteur est constante. Ce choix se justifie par le principe de conservation de masse, i.e., quand la pression dans le collecteur d'admission est constante les débits entrants et sortants sont identiques. Or, nous disposons de la mesure du

débit d'air entrant de laquelle nous pouvons déduire celle du débit sortant. Le tableau 2.1 résume les entrées et sorties du modèle (2.8) du débit massique moyen d'air injecté dans les cylindres  $\dot{m}_{cyl}$  ainsi que les paramètres à estimer.

Entrées	$N_e$	Vitesse moyenne de rotation du vilebrequin ( $tr / min$ )
	$P_{col}$	Pression dans le collecteur d'admission en ( $Pa$ )
Sorties	$\dot{m}_{cyl}$	Débit massique d'air traversant la vanne papillon ( $kg s^{-1}$ )
paramètres	$s_1, s_2$	Paramètres constants (-)

Tableau 2.1. Entrées/sorties/paramètres du modèle du débit cylindre

Ce modèle prend la forme suivante :

$$\dot{m}_{cyl}(N_e, P_{col}) = \frac{V_d}{120RT_{col}}(s_1 P_{col} + s_2) N_e \quad (2.8)$$

Les paramètres  $s_1$  et  $s_2$  varient légèrement en fonction du régime. Dans notre cas, ils sont considérés comme des constantes telles que ( $s_1 > 0$ ) et ( $s_2 < 0$ ).

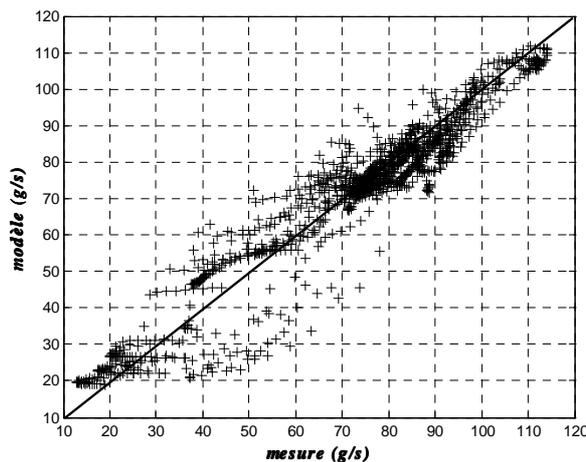


Figure 2.4. Comparaison entre le modèle et des données expérimentales du débit cylindre

Les valeurs des deux paramètres du modèle sont :  $s_1=0.0281$  et  $s_2=-1.6208$ .

La figure 2.4 montre une comparaison entre un ensemble de données expérimentales issues du banc moteur et le modèle obtenu pour un régime de  $3000 \text{ trs.min}^{-1}$ . Il est à noter que ce dernier est plus précis pour les débits massiques élevés. Cette forme de modèle est souvent utilisée pour la prédiction de la charge en air des cylindres, afin d'effectuer une gestion fine de l'injection d'essence. Dans le cadre de ce travail, ce modèle est seulement utilisé dans la commande de l'admission d'air car la commande de l'injection d'essence est assurée par une régulation de la richesse du mélange air-essence.

### 2.4.3 Modèle du débit d'air traversant la vanne papillon

C'est un modèle basé sur la description du débit massique d'un fluide compressible traversant une restriction avec l'hypothèse que l'écoulement de l'air est unidirectionnel. Les entrées/sorties du modèle ainsi que les différents paramètres sont donnés dans le tableau 2.2. La relation décrite dans /Heywood, 1988/ /Ericsson *et al.*, 2002a/ /Lauber, 2003/ /Frei, 2004/ utilisant les équations de Barré-St Venant prend la forme suivante :

$$\dot{m}_{pap}(t) = C_d \frac{P_{am\_pap}(t)}{\sqrt{RT_{am\_pap}(t)}} S_{res}(\phi_{pap}) g(p_r(t)) \quad (2.9)$$

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

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

Tableau 2.2. Entrées/sorties/paramètres du modèle de la restriction de la vanne papillon motorisé

Ce rapport, défini par (2.10) est supposé positif pour un écoulement unidirectionnel de l'air.

$$p_r(t) = \frac{p_{col}(t)}{p_{am\_pap}(t)} \quad (2.10)$$

Dans le cas des moteurs à aspiration naturelle (ou atmosphériques), la pression en amont de la restriction de la vanne papillon est constante et considérée égale à la pression atmosphérique. Par contre, avec les moteurs munis d'un système de suralimentation en air, cette pression (mesurée en aval du compresseur et du refroidisseur d'air) varie et s'élève à des valeurs dépassant largement la pression atmosphérique.

Les différentes pressions et températures ainsi que l'angle d'ouverture de la vanne papillon motorisée sont mesurés sur le banc d'essais considéré. Le coefficient de perte de charge  $C_d$  est un paramètre qui dépend principalement de l'angle d'ouverture de la vanne papillon. Pour simplifier l'identification, ce coefficient est regroupé dans une seule fonction  $S_{eff}(\phi_{pap})$  avec la section d'ouverture réelle de la vanne papillon  $S_{res}(\phi_{pap})$  :

$$S_{eff}(\phi_{pap}) = C_d S_{res}(\phi_{pap}) \quad (2.11)$$

En fait, pour l'angle d'ouverture papillon  $\phi_{pap}^o$ , c'est une valeur normalisée  $\phi_{pap}$  variant de 0 à 1 qui est fournie par le système d'acquisition. L'angle d'ouverture en (*rad*) se retrouve à partir la transformation suivante :

$$\phi_{pap}^o = \phi_{pap} (\phi_{max}^o - \phi_{min}^o) + \phi_{min}^o \quad (2.12)$$

où  $\phi_{min}^o$  et  $\phi_{max}^o$  sont respectivement l'angle d'ouverture minimale et maximale de la vanne papillon. Après plusieurs essais, l'approximation choisie pour modéliser la section efficace d'ouverture papillon  $S_{eff}(\phi_{pap})$  est la suivante :

$$S_{eff}(\phi_{pap}) = a_1 \left( \cos(a_2 \phi_{pap}^o + a_3) \right) + a_4 \quad (2.13)$$

Cette approximation, déjà utilisée dans un contexte similaire dans /Frei, 2004/ par exemple, donne une meilleure précision que les autres relations citées dans le chapitre précédent. Les constantes positives  $a_i \{i = 1, \dots, 4\}$  sont les paramètres du modèle à identifier.

Enfin, la fonction  $g(p_r(t))$  est définie par les équations de Barré-St Venant /Heywood, 1988/, /Kim *et al.*, 2001/ /Lauber, 2003/ telles que données par l'équation (1.13) du premier chapitre.

Dans le cas d'un écoulement unidirectionnel, le rapport des pressions en amont et en aval de la restriction de la vanne papillon satisfait l'hypothèse (2.14) suivante :

$$\begin{cases} p_r(t) = \frac{p_{col}(t)}{p_{am\_pap}(t)}; & \text{si } \frac{p_{col}(t)}{p_{am\_pap}(t)} < 1 \\ p_r(t) \approx 1 & ; \text{ si } \frac{p_{col}(t)}{p_{am\_pap}(t)} \geq 1 \end{cases} \quad (2.14)$$

Pour estimer les paramètres  $a_i \{i=1, \dots, 4\}$  du modèle continu (2.13), le pas d'échantillonnage est choisi égal au pas d'acquisition des données obtenues à partir du banc moteur et qui est de (1 ms). Dans le cas du modèle du débit d'air traversant la restriction de la vanne papillon, la fonction  $f(x)$  à minimiser correspond à la différence entre le débit mesuré et le débit à la sortie du modèle (2.9).

$$f_1(x) = \rho_1 (p_{col}(t) - p_{col(\text{modèle})}(t)) \quad (2.15)$$

$$f_2(x) = \rho_2 \left( \dot{m}_{pap}(t) - C_d \frac{p_{am\_pap}(t)}{\sqrt{RT_{am\_pap}(t)}} S_{res}(\phi_{pap}) g(p_r(t)) \right) \quad (2.16)$$

$$f(x) = [f_1(x) \quad f_2(x)]^T \quad (2.17)$$

Pour la validation du modèle, des tests utilisant des données autres que celle utilisées pour l'identification, à différents régimes moteurs sont effectuées. Les valeurs des paramètres  $a_i \{i=1, \dots, 4\}$  obtenus sont :  $a_1=0,0005$ ,  $a_2=2,4468$ ,  $a_3=0,0251$  et  $a_4=0,0001$ . Les résultats obtenus à 2500 et à 3500  $trs.\text{min}^{-1}$  sont présentés dans les figures suivantes.

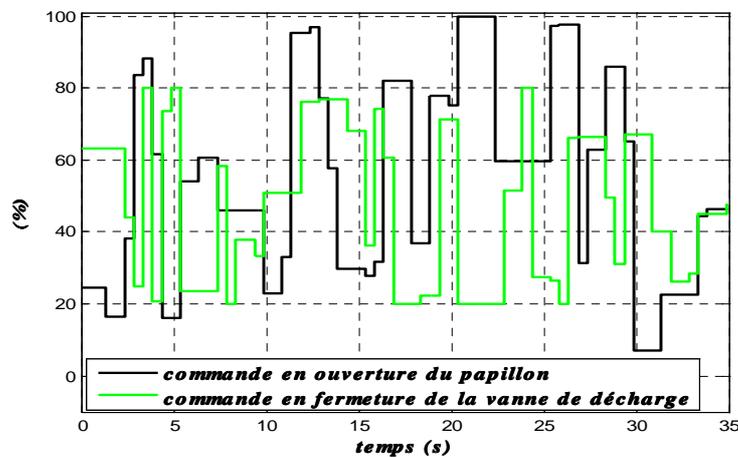


Figure 2.5. Commandes des actionneurs ( $2500\text{ trs.}\text{min}^{-1}$ )

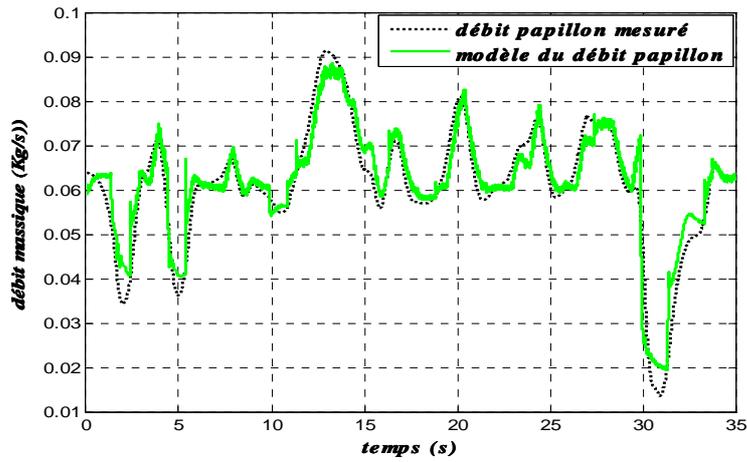


Figure 2.6. Modèle du débit massique d'air traversant la vanne papillon ( $2500\text{trs.}\text{min}^{-1}$ )

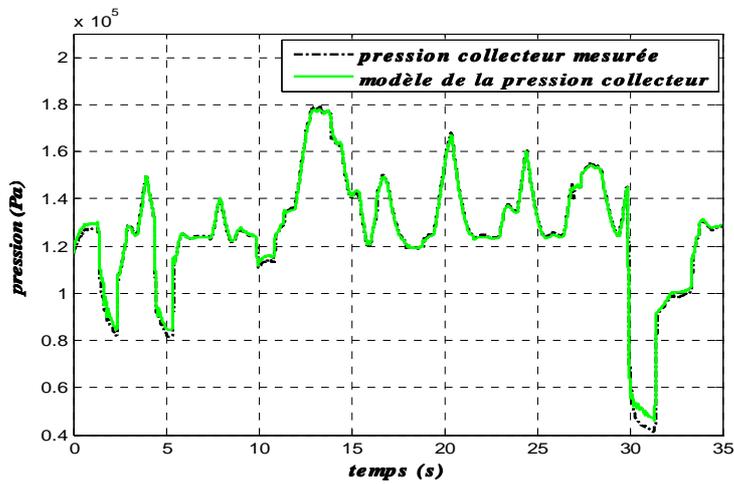


Figure 2.7. Sortie du modèle de la dynamique de la pression collecteur ( $2500\text{trs.}\text{min}^{-1}$ )

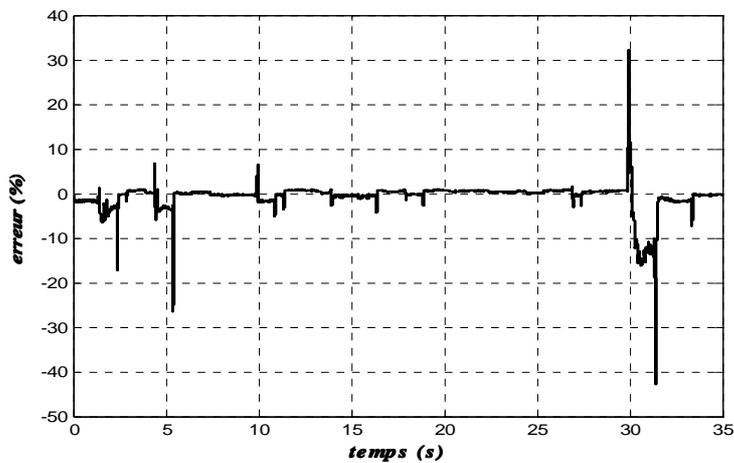


Figure 2.8. Erreur de Sortie du modèle de la pression collecteur ( $2500\text{trs.}\text{min}^{-1}$ )

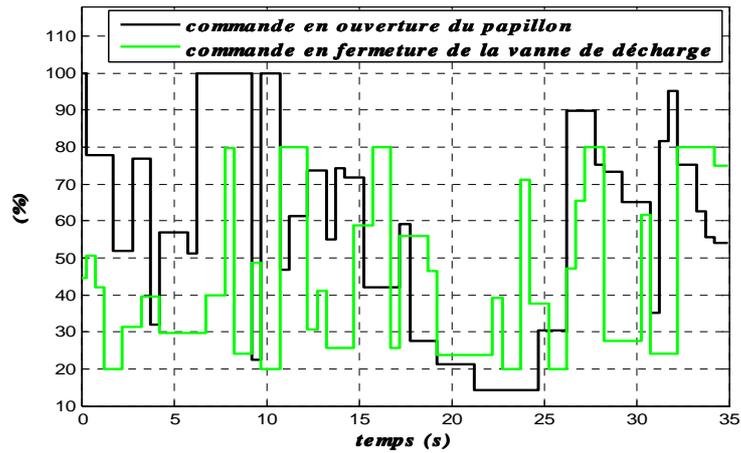


Figure 2.9. Commandes des actionneurs ( $3500 \text{ trs. min}^{-1}$ )

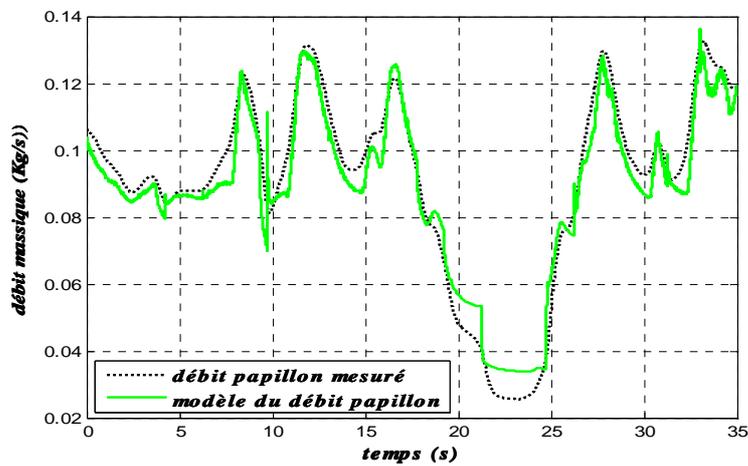


Figure 2.10. Modèle du débit massique d'air traversant la vanne papillon ( $3500 \text{ trs. min}^{-1}$ )

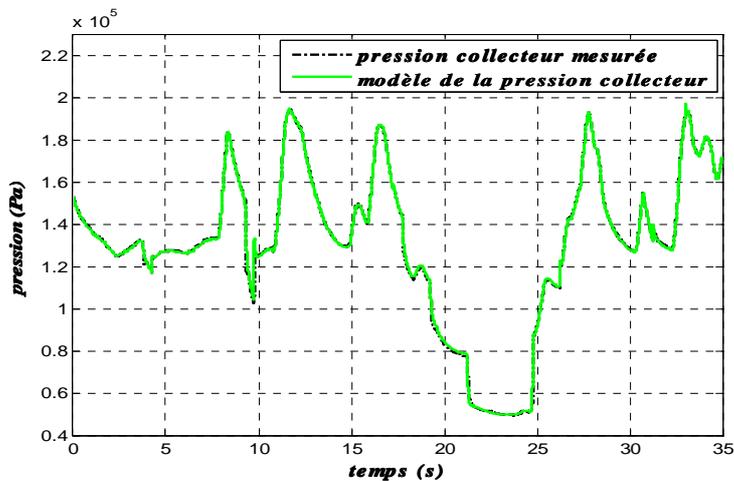


Figure 2.11. Sortie du modèle de la dynamique de la pression collecteur ( $3500 \text{ trs. min}^{-1}$ )

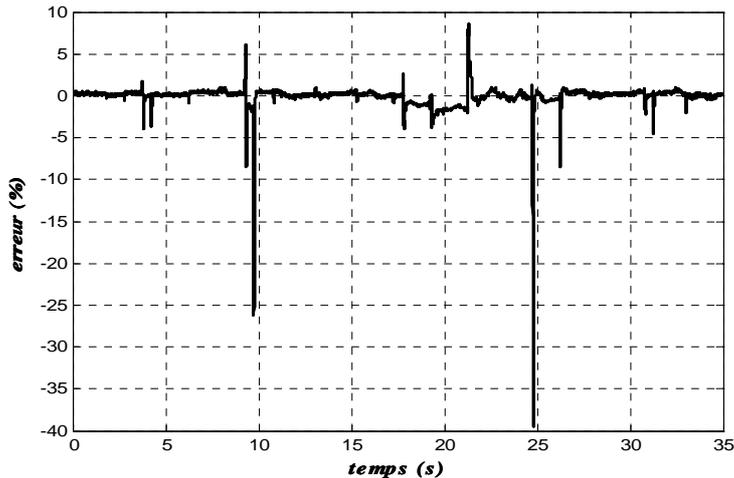


Figure 2.12. Erreur de Sortie du modèle de la pression collecteur ( $3500 \text{ trs. min}^{-1}$ )

D'après les résultats (figure 2.5 à figure 2.12), 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 inférieure à 3%. Cependant, l'erreur de sortie (pression collecteur) est un peu plus élevée pendant les transitoires rapides et d'amplitude assez grande de la vanne papillon. 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, en amont de la vanne papillon, 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 les éléments en amont de la restriction de la vanne papillon motorisée ainsi que la dynamique de la température d'admission /Hendricks, 2001/ 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.

#### 2.4.4 Modèle de commande pour la pression de suralimentation

En général, pour la commande du turbocompresseur, les cartographies indiquant les variations des débits massiques des gaz traversant la turbine et le compresseur en fonction du rapport de compression (rapport de pression entre l'amont et l'aval de chaque élément) ainsi que les courbes du rendement pour différents points de fonctionnement (régimes) sont fournies par les constructeurs. Ces cartographies sont alors stockées dans la mémoire du contrôleur embarqué. Puis, des interpolations entre des valeurs prises à des intervalles réguliers sont effectuées nécessitant une capacité mémoire assez importante. Pour remédier à

ce problème, des modèles statiques permettant d'approximer ces cartographies sont généralement utilisés. Cependant, la modélisation du turbocompresseur reste relativement complexe et les modèles utilisés ne font pas apparaître explicitement les variables de commande des actionneurs. Un cas particulier, dans /Colin *et al.*, 2005/, ayant travaillé sur le même banc d'essais, c'est un approximateur universel à base de réseaux de neurones, faisant intervenir la commande de la vanne de décharge, qui est utilisé puis exploité dans l'élaboration d'une commande prédictive de la vanne de décharge.

Entrées	$N_e$	Vitesse de rotation du vilebrequin ( $tr / min$ )
	$P_{col}$	Pression dans le collecteur d'admission en ( $Pa$ )
	$\phi_{pap}$	Ouverture de la vanne papillon (%)
	$\phi_{c\_wg}$	Commande de fermeture vanne de décharge (%)
Sorties	$P_{ic}$	Pression en amont du refroidisseur ( $Pa$ )
paramètres	$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$	Paramètres constants (-)
	$\tau_{ic}$	Constante de temps ( $s$ )

Tableau 2.3. Entrées/sorties/paramètres du modèle de la pression de suralimentation

Pour l'application considérée, un modèle simplifié est établi. L'objectif est de modéliser l'effet des variations de la vanne de décharge (ou wastegate) sur la dynamique du turbocompresseur et par conséquent sur la pression de suralimentation afin de pouvoir la commander. Le tableau 2.3 contient les variables mesurées et les paramètres utilisés pour approximer la dynamique de la pression de suralimentation. En observant les mesures issues du banc moteur et relatives à cette variable, la structure de modèle (2.18), (2.19) est utilisée :

$$\dot{P}_{ic} = \frac{1}{\tau_{ic}} \left( -P_{ic} + f(N_e, \phi_{c\_wg}, \phi_{pap}, P_{col}) \right) \quad (2.18)$$

$$f(N_e, \phi_{c\_wg}, \phi_{pap}, P_{col}) = \begin{cases} \alpha_1 N_e + \alpha_2 N_e \phi_{c\_wg} + \alpha_3 \phi_{pap} + \alpha_4 P_{col} & \text{si } P_{col} > P_{atm} \\ \alpha_5 & \text{si } P_{col} \leq P_{atm} \end{cases} \quad (2.19)$$

Après l'estimation des paramètres du modèle (2.18)-(2.19), les valeurs de ces derniers sont obtenus tels que :  $\alpha_1=9,4699$ ,  $\alpha_2=0,129$ ,  $\alpha_3=-29,0342$ ,  $\alpha_4=0,8103$  et  $\alpha_5=1,01$ . Une

validation hors ligne est alors effectuée, comme dans les cas précédents en plusieurs points de fonctionnement du moteur (figure 2.13 à figure 2.18).

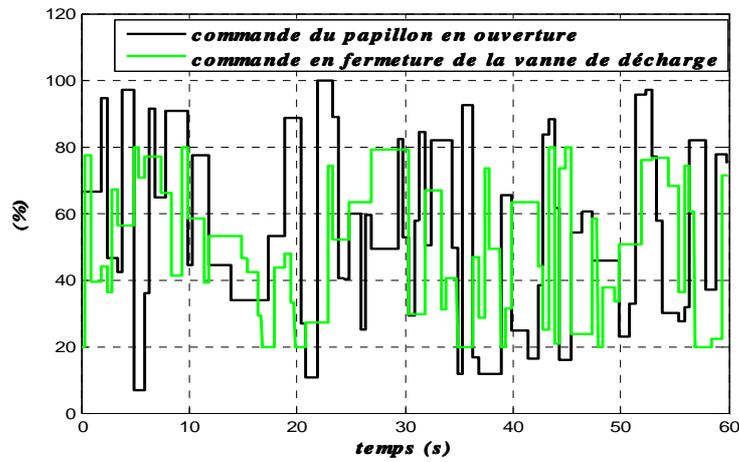


Figure 2.13. Commandes des actionneurs ( $2500\text{trs.min}^{-1}$ )

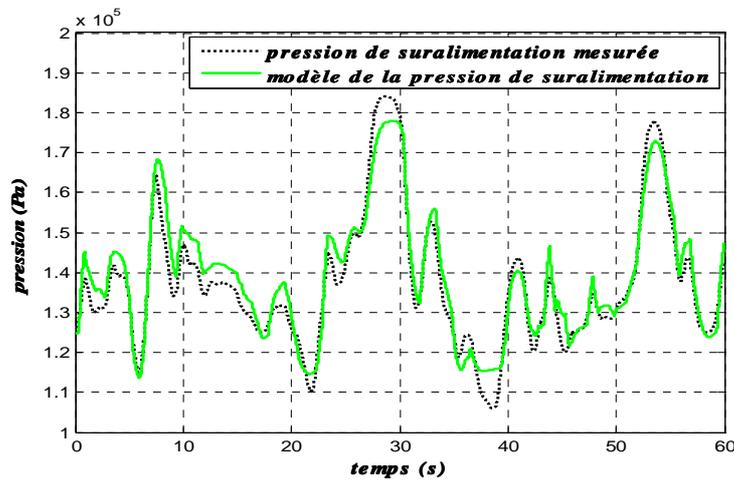


Figure 2.14. Variations de la pression de suralimentation ( $2500\text{trs.min}^{-1}$ )

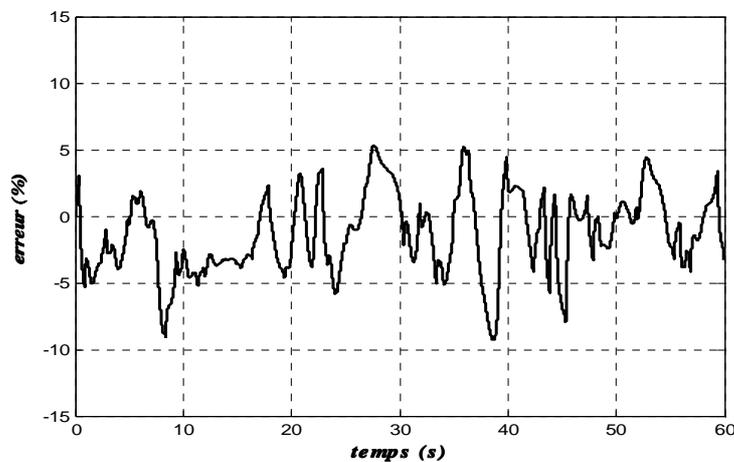


Figure 2.15. Erreur de modélisation de la pression de suralimentation ( $2500\text{trs.min}^{-1}$ )

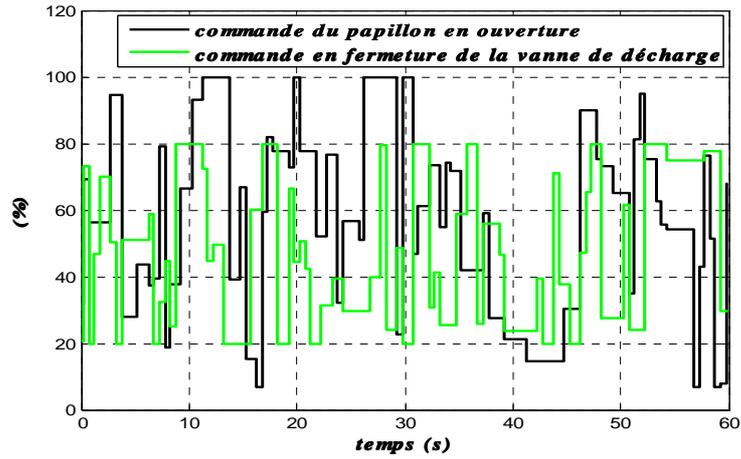


Figure 2.16. Commandes des actionneurs ( $3500\text{trs.min}^{-1}$ )

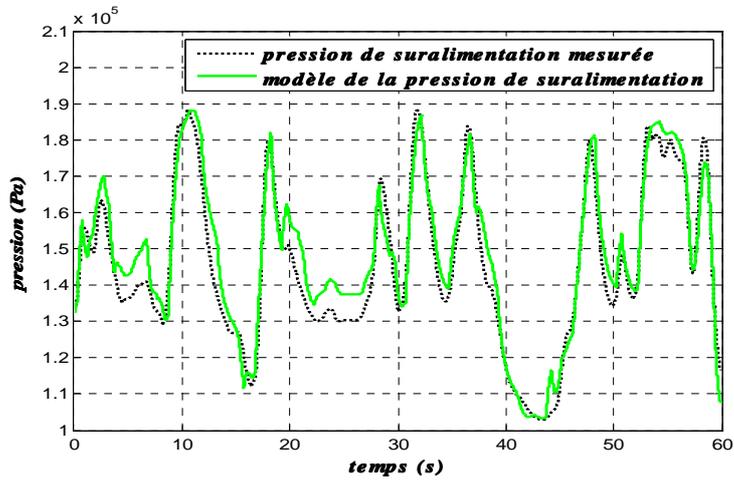


Figure 2.17. Variations de la pression de suralimentation ( $3500\text{trs.min}^{-1}$ )

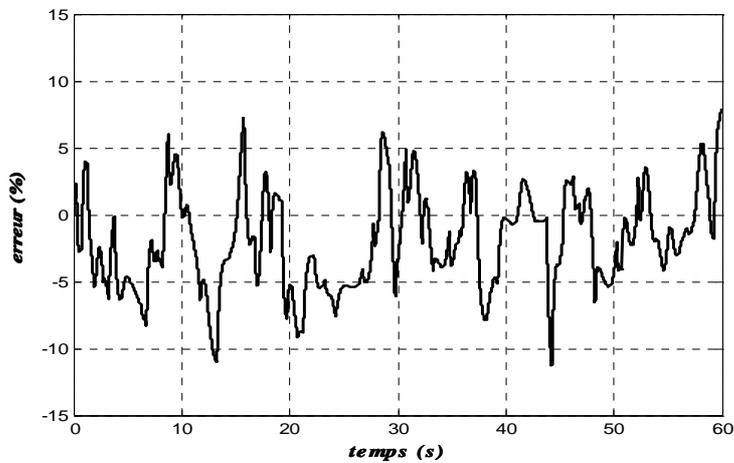


Figure 2.18. Erreur de modélisation de la pression de suralimentation ( $3500\text{trs.min}^{-1}$ )

Ce modèle simplifié, a une précision « suffisante » (environ 11% d'erreur maximale et une moyenne des valeurs absolues de l'erreur inférieure à 5%) pour des régimes moteur allant de 2500 à 3500 *trs/min*. Cette erreur est un peu plus élevée pour des régimes plus faibles. Cela est dû à un phénomène de zone morte de la vanne de décharge lorsque la pression à l'admission est proche de la pression atmosphérique.

#### 2.4.5 Modèle statique du couple moteur

La commande en couple des moteurs thermiques à allumage commandé reste, jusqu'à nos jours, une problématique ouverte vu que la mesure de cette variable n'est pas disponible sur les véhicules de série. Sur banc d'essais moteurs, le couple efficace (récupéré sur le vilebrequin) est obtenu à l'aide d'un frein électrique. Mais cette mesure est seulement valable en régime stabilisé. Une autre méthode consiste à utiliser un couplemètre ou encore des capteurs de pression cylindre afin de calculer analytiquement les variations du couple instantané. Il reste que 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 /Stefanopoulou *et al.*, 1994/ /Lauber *et al.*, 2003/ vue l'inexistence d'une mesure de couple. Cette solution permet de modéliser l'évolution du couple à partir de la mesure du couple issue du frein comme base comparaison et des données recueillies à partir des autres mesures influant sur cette variable. Ces variables sont respectivement, la pression collecteur  $p_{col}$  (en  $Pa$ ), qui est une image du remplissage des cylindres en air, la richesse  $\lambda$  qui fait intervenir l'injection d'essence, l'angle d'avance à l'allumage  $\delta_{av}$  (en  $^\circ$ ) qui est programmé de manière à avoir un couple optimal pour un point de fonctionnement donné et enfin la vitesse de rotation du vilebrequin  $N_e$  (en  $trs.min^{-1}$ ). Le modèle utilisé se présente alors sous forme linéaire en fonction des paramètres recherchés et non linéaire en fonction de ces quatre variables qui sont toutes disponibles à la mesure.

Dans le tableau 2.4 sont donnés les différentes variables et les paramètres du modèle statique du couple moteur.

Entrées	$N_e$	Vitesse de rotation du vilebrequin ( $tr / min$ )
	$P_{col}$	Pression dans le collecteur d'admission en ( $bar$ )
	$\delta_{av}$	Angle d'avance à l'allumage ( $^{\circ}$ )
	$\lambda$	Richesse du mélange air-essence mesurée à l'échappement (-)
Sorties	$C_m$	Couple moteur moyen ( $Nm$ )
paramètres	$\sigma_i \{i = 1, \dots, 15\}$	Paramètres constants (-)

Tableau 2.4. Entrées/sorties/paramètres du modèle du couple moteur

C'est au sens des moindres carrés simples (2.3) que ces paramètres sont calculés puisque cette relation est linéaire par rapport aux paramètres.

Le modèle statique du couple moteur est alors obtenu en utilisant une structure de régression linéaire faisant intervenir les différentes variables et des combinaisons entre ces dernières.

$$C_m = \sigma_1 + \sigma_2 p_{col} + \sigma_3 p_{col}^2 + \sigma_4 p_{col}^3 + \sigma_5 \lambda + \sigma_6 \lambda^2 + \sigma_7 \lambda p_{col} + \sigma_8 \lambda^2 p_{col} + \sigma_9 \lambda p_{col}^2 + \sigma_{10} N_e + \sigma_{11} N_e p_{col} + \sigma_{12} \lambda N_e p_{col} + \sigma_{13} \delta_{av} + \sigma_{14} \frac{\delta_{av}^2}{N_e} + \sigma_{15} \delta_{av} \lambda \quad (2.20)$$

avec les paramètres  $\sigma_i \{i = 1, \dots, 15\}$  qui sont donnés dans le tableau 2.5.

$\sigma_1$	$\sigma_2$	$\sigma_3$	$\sigma_4$	$\sigma_5$	$\sigma_6$	$\sigma_7$	$\sigma_8$
193.440	-281.799	6.559	36.241	-436.053	216.215	790.992	-397.041
$\sigma_9$	$\sigma_{10}$	$\sigma_{11}$	$\sigma_{12}$	$\sigma_{13}$	$\sigma_{14}$	$\sigma_{15}$	-
-82.223	-0.009	-0.049	0.050	2.409	-86.251	-0.751	-

Tableau 2.5. Paramètres du modèle du couple

Dans le cas sans suralimentation, le seul actionneur de l'admission d'air est la vanne papillon motorisée. La vanne de décharge est maintenue totalement ouverte pendant l'expérience. Pour traiter le cas du moteur suralimenté, une nouvelle estimation prenant en compte le deuxième degré de liberté du circuit d'admission d'air (vanne de décharge) est obligatoire. La figure

2.19 montre une comparaison entre la sortie du modèle statique du couple moteur (2.20) et des données expérimentales issues du banc d'essais.

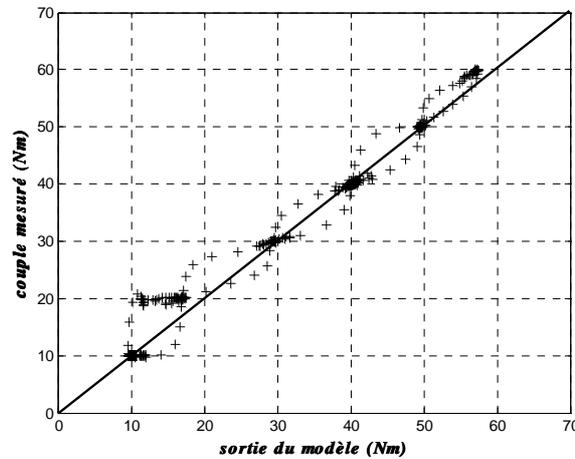


Figure 2.19. Comparaison entre le modèle et la mesure du couple issue du frein

L'objectif de ce modèle statique est d'être utilisé comme estimation du couple moteur moyen fourni sur l'arbre du moteur thermique. Il est alors nécessaire qu'il offre une bonne précision en régime stabilisé. Sur la figure 2.20 suivante, la courbe en pointillé représente la mesure du couple issue du frein. Cette mesure n'est valide qu'en régime permanent. Pendant les phases transitoires, il n'existe aucun moyen pour vérifier la validité de ce modèle sur le banc d'essais considéré.

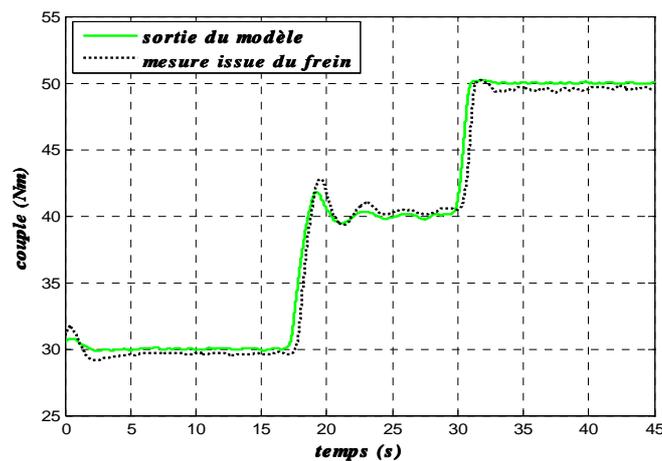


Figure 2.20. Modèle du couple moteur

La figure 2.20 est un exemple du comportement temporel du modèle du couple. Cet essai de validation est réalisé en ligne pour un régime moteur de  $2500 \text{ trs min}^{-1}$ . Pendant les régimes stationnaires du couple, l'erreur de modélisation est relativement faible (inférieure à 3 Nm sur la plage de variation du couple).

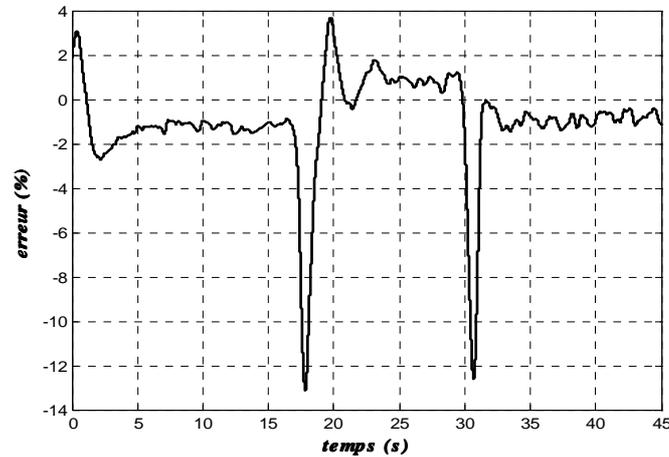


Figure 2.21. Erreur de modélisation du couple moteur

La figure 2.21 montre que l'erreur d'estimation du couple pour cet essai, est inférieure à 2 % de la mesure du couple en statique, ce qui reste acceptable par rapport aux limites imposées par les moyens expérimentaux utilisés.

## 2.5 Estimation du couple moteur instantané

La commande en couple d'un moteur thermique sur un véhicule de série est un problème particulièrement complexe puisque la mesure du couple moteur n'est pas disponible. Pourtant, la maîtrise de ce dernier est un enjeu capital pour l'amélioration des performances globales du véhicule. En effet, par exemple, l'agrément de conduite est directement lié au couple du moteur. De plus, les nouvelles boîtes de vitesse robotisées nécessitent une bonne gestion du couple (idéalement, de pouvoir réaliser un suivi de trajectoire en couple). Enfin, les différents auxiliaires (en particulier, la climatisation) qui prélèvent du couple au moteur sont à prendre en considération. Un moyen d'estimer indirectement le couple moteur est de passer par la reconstruction du couple instantané à partir de la vitesse angulaire de rotation du vilebrequin qui est mesurée. D'autre part, l'estimation du couple instantané peut permettre de réaliser un diagnostic en ligne. En particulier, pour déterminer d'éventuels ratés d'allumage /Kiencke, 1999/ /Kiencke &

Nielsen, 2000/, l'apparition de cliquetis ou des problèmes liés aux injecteurs. Notre objectif est de reconstruire le couple instantané d'un moteur à partir des mesures disponibles sur un véhicule de série.

Dans la littérature, il existe une méthode consistant à estimer le couple instantané à partir de la mesure de pression de chaque cylindre /Park & Sunwoo, 2003/ /Chen & Moskwa, 1997/. Cette méthode n'est généralement utilisée que sur banc d'essais puisque la mesure des pressions cylindres n'est pas disponible sur les véhicules de série. On peut citer aussi une approche qui est basée sur l'estimation du couple instantané à partir des fluctuations du régime instantané. Celle-ci a fait le sujet de plusieurs travaux, par exemple : les méthodes employant des observateurs non linéaires /Drakunov *et al*, 1995/ /Rizzoni, 1989/, ou encore la théorie du filtrage linéaire /Rizzoni & Connolly, 1993/. Dans /Kiencke & Nielsen, 2000/ et /Chauvin *et al*, 2004/, un filtre de Kalman est utilisé sur un modèle linéarisé et discrétisé de la dynamique du vilebrequin. Cette approche n'est valide que pour des régimes relativement faibles, inférieurs à environ  $2500 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$ . Il faut noter aussi que dans tous les cas, sauf /Kiencke & Nielsen, 2000/, le couple résistant appliqué au moteur est supposé connu plus ou moins précisément. Pour réaliser l'estimation du couple instantané, il est préférable de se placer dans des conditions de fonctionnement réelles où le couple de charge est inconnu.

Dans une première partie, le modèle utilisé pour représenter la dynamique de rotation du vilebrequin est présenté. Puis, quelques aspects théoriques concernant les deux types d'observateurs d'entrée inconnue (grand gain et modes glissants) utilisés par la suite, sont développés. La troisième partie décrit l'application d'une méthode en deux étapes où les deux types d'observateurs précédents sont comparés : la première étape permet d'estimer l'accélération angulaire du moteur, puis à l'aide d'une approximation cyclique du couple de charge, le couple moteur instantané est reconstruit. Enfin, les résultats obtenus en simulation, sur un modèle du banc d'essai du moteur SMART du LME d'Orléans sont exposés.

Cette dynamique est mise sous la forme suivante /Swoboda, 1984/ /Kiencke & Nielsen, 2000/ /Khar *et al*, 2005a/ /Khar *et al*, 2006a/ :

$$I_e(\theta, \dot{\theta})\ddot{\theta} = T_{\text{comb}}(t) - f(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta}^2 - T_{\text{load}}^*(t) \quad (2.21)$$

avec  $\dot{\theta}$  le régime moteur,  $\ddot{\theta}$  l'accélération angulaire du moteur,  $T_{\text{comb}}(t)$  le couple de combustion et  $T_{\text{load}}^*(t)$  le couple de charge étendu (couple de frottement + couple de charge).

Le moment d'inertie de l'ensemble en mouvement  $I_e(\theta, \dot{\theta})$  peut être calculé comme suit /Kiencke, 1999/ :

$$I_e(\theta, \dot{\theta}) = I_{eq} + M_{osc} \sum_{j=1}^{n_{cyl}} \left( \frac{dh_j}{d\theta} \right)^2 \quad (2.22)$$

avec  $I_{eq}$  le moment d'inertie des masses en rotation,  $M_{osc}$  la masse de la partie en oscillations (pistons et manivelles) et  $h_j$  le déplacement du  $j^{ème}$  piston par rapport au point mort haut (PMH). La fonction  $f(\theta, \dot{\theta})$  est donnée par (2.23) telle que :

$$f(\theta, \dot{\theta}) = M_{osc} \sum_{j=1}^{n_{cyl}} \left( \frac{dh_j}{d\theta} \right) \left( \frac{d^2h_j}{d\theta^2} \right) \quad (2.23)$$

avec :

$$\frac{dh_j}{d\theta} = \frac{dh}{d\theta} \left( \theta - (j-1) \frac{4\pi}{n_{cyl}} \right) \quad (2.24)$$

$$\frac{d^2h_j}{d\theta^2} = \frac{d^2h}{d\theta^2} \left( \theta - (j-1) \frac{4\pi}{n_{cyl}} \right) \quad (2.25)$$

$$\frac{dh}{d\theta}(\theta) = r \left( \sin(\theta) + \frac{r}{l} \frac{\sin(\theta)\cos(\theta)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2(\theta)}} \right) \quad (2.26)$$

$$\frac{d^2h}{d\theta^2}(\theta) = r \left( \cos(\theta) + \frac{\frac{r}{l} (\cos^2(\theta) - \sin^2(\theta)) + \frac{r^2}{l^2} \sin^4(\theta)}{\left( \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2(\theta)} \right)^3} \right) \quad (2.27)$$

L'objectif est d'estimer le couple issu de la combustion  $T_{comb}(t)$  et le couple de charge étendu  $T_{load}^*(t)$  qui sont tous les deux inconnus et cela en se basant seulement sur la mesure de la vitesse de rotation du vilebrequin et le signal indiquant le passage des pistons par le point de référence appelé le Point Mort Haut (PMH). L'équation (2.21) est réécrite sous la forme suivante :

$$I_{eq} \ddot{\theta} = u - f(\theta, \dot{\theta}) \dot{\theta}^2 \quad (2.28)$$

où  $u = T_{comb}(t) - T_{load}^*(t)$  et où le terme  $M_{osc} \sum_{j=1}^{n_{cyl}} \left( \frac{dh_j}{d\theta} \right)^2 \ddot{\theta}$  est négligé.

Même si on ne mesure pas le couple de charge  $T_{load}^*(t)$ , il est possible d'avoir une information sur ce dernier à un instant donné, le PMH, d'un cycle moteur. Effectivement au PMH, le

couple instantané de combustion est théoriquement nul et on peut écrire :  $u \approx -T_{load}^*(t)$ . L'idée est alors de construire un observateur de couple instantané en suivant deux étapes. La première consiste à utiliser un observateur à entrée inconnue comme différentiateur pour obtenir la quantité  $u = T_{comb}(t) - T_{load}^*(t)$  de l'équation (2.28).

La deuxième étape permet d'approximer le couple de charge étendu en utilisant les singularités du couple de combustion  $T_{comb}(t)$  à chaque PMH (figure 2.22 où  $t_{set}(k)$  représente les tops PMH successifs), et supposant que le couple de charge étendu  $T_{load}^*(t)$  varie lentement par rapport au couple de combustion.

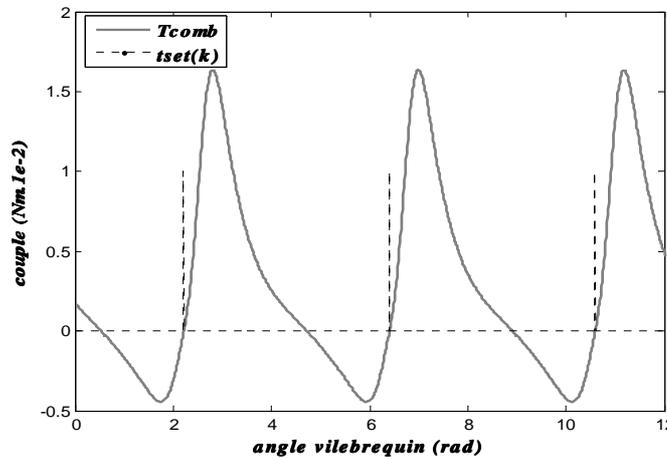


Figure 2.22. Variations du couple moteur instantané

Au vu de la structure du modèle, ce sont des observateurs à entrée inconnue qui sont synthétisés. Plusieurs approches pour ce type d'observateurs existent /Stotsky & Kolmanovski, 2002/ /Guelton, 2003/ / Floquet & Barbot, 2006/.

Le premier est un observateur à grand gain et le deuxième est à modes glissants d'ordre deux. Le choix porté sur ce type d'observateur est justifié principalement par la structure du modèle utilisé.

### 2.5.1 Observateur à grand gain

Ce type d'observateur a déjà été utilisé dans le contexte du contrôle moteur pour estimer la charge en air des moteurs à essence et diesel /Stotsky & Kolmanovski, 2002/. L'observateur à entrée inconnue est appliqué à un système décrit par une dynamique de la forme suivante :

$$\dot{z} = x + y \quad (2.29)$$

Où  $z$  et  $y$  sont des variables mesurées et  $x$  l'entrée inconnue. Dans le cadre de notre application, ces variables sont définies comme suit :

$$z = \dot{\theta}, y = -\frac{1}{I_{eq}} f(\theta, \dot{\theta}) \dot{\theta}^2, x = \frac{u}{I_{eq}} \quad (2.30)$$

Et en considérant l'hypothèse suivante /Stotsky & Kolmanovski, 2002/ :

$$\sup_t \left| \frac{\dot{u}(t)}{I_{eq}} \right| \leq b_1 \quad (2.31)$$

Avec  $b_1$  une constante positive. A partir de l'équation différentielle(2.29), l'observateur à grand gain est décrit par la dynamique suivante :

$$\dot{\mathcal{E}} = -\gamma \mathcal{E} + \gamma y + \gamma^2 z \quad (2.32)$$

L'erreur d'observation est alors définie par :

$$e = \gamma z - \mathcal{E} - x \quad (2.33)$$

En considérant l'inégalité (2.31) vérifiée, l'erreur d'estimation est bornée :

$$|e(t)| \leq \sqrt{e(0)^2 e^{-\gamma t} + \frac{b_1^2}{\gamma^2}} \quad (2.34)$$

La borne supérieure de l'erreur d'estimation peut être arbitrairement rendue aussi petite que voulue en choisissant  $\gamma$  suffisamment grand. La variable estimée  $\hat{x}$  de  $x$  est alors obtenue à partir de (2.33) par :

$$\hat{x} = \gamma z - \mathcal{E} \quad (2.35)$$

### 2.5.2 Observateur à modes glissants d'ordre deux

Un autre type d'observateur qui peut être utilisé dans notre contexte est l'observateur à modes glissants d'ordre deux /Levant, 1998/ /Fridman & Levant, 2002/. Dans ce cas, l'observateur se met sous la forme :

$$\dot{\hat{z}} = y + \chi(s) \quad (2.36)$$

Avec  $s = z - \hat{z}$ ,  $s = 0$  est la surface de glissement et  $\hat{z}$  l'estimé de  $z$ . L'observateur à modes glissants d'ordre 2 est alors défini par l'algorithme dit de super-twisting :

$$\chi(s) = u_1 + \lambda |s|^{\frac{1}{2}} \text{sgn}(s) \quad (2.37)$$

$$\dot{u}_1 = \alpha \text{sgn}(s) \quad (2.38)$$

Avec  $\alpha$  et  $\lambda$  deux scalaires positifs à définir en utilisant les conditions données dans /Levant, 1998/. Ce type d'observateur est appelé aussi différentiateur exact robuste. La dynamique de l'erreur d'observation est décrite par :

$$\dot{s} = x - \chi(s) \quad (2.39)$$

Il est démontré que les trajectoires du système évoluent après un temps fini vers une surface de glissement  $s = \dot{s} = 0$ . Les dynamiques équivalentes sur cette surface /Utkin, 1992/ fournissent directement une estimation  $\hat{x}$  de  $x$  en continu, sans recours à aucun filtrage (inconvenient du mode glissant d'ordre 1 /Drakunov *et al*, 1995/) grâce à l'injection de la sortie équivalente  $\chi(s)$  :

$$\hat{x} = \chi(s) \quad (2.40)$$

Où  $\hat{u} = I_{eq}\chi(s)$ .

### 2.5.3 Application à l'estimation du couple instantané

En utilisant l'hypothèse que le couple de charge varie très lentement par rapport au couple de combustion, sa valeur est obtenue à chaque singularité du couple de combustion et bloquée jusqu'à l'instant de la prochaine singularité (figure 2.22). Il en résulte que :

$$\hat{x}(t_{SET}(k)) \approx -\frac{1}{I_e} \hat{T}_{load}^*(t_{SET}(k)) \quad (2.41)$$

Avec pour le moteur à trois cylindres considéré :

$$t_{SET}(k+1) = t_{SET}(k) + \frac{4\pi}{3} \frac{120}{\dot{\theta}}, \quad k \geq 0 \quad (2.42)$$

$$t_{SET}(0) = t_{SET_0}$$

Où  $t_{SET}(k)$  est l'instant de passage de l'un des trois pistons par le PMH durant la phase d'explosion du cycle moteur et  $t_{SET_0}$  est l'instant du premier passage au PMH.

*Remarque :* Dans l'équation (2.41) on suppose que les trois cylindres sont identiques et que les différents phénomènes régissant le fonctionnement du moteur (chimique, thermique et mécanique) sont les mêmes. Dans les conditions réelles, cette hypothèse n'est pas exacte.

En utilisant les observateurs précédents, ainsi que la propriété (2.41), le couple de combustion et le couple de charge étendu sont donnés à partir des relations suivantes :

$$\hat{T}_{load}^*(t) = \hat{T}_{load}^*(t_{SET}(k)) \text{ pour } t_{SET}(k) \leq t < t_{SET}(k+1) \quad (2.43)$$

$$\hat{T}_{comb}(t) = I_e \hat{x}(t) + \hat{T}_{load}^*(t)$$

### 2.5.4 Résultats de simulation

Les deux observateurs sont testés sur un modèle boîte noire d'un banc d'essais moteur (MCC SMART : moteur essence à trois cylindres avec suralimentation en air). Les principaux paramètres constant utilisés dans ce modèle sont respectivement le moment d'inertie du moteur  $I_{eq}$ , le nombre de cylindres  $n_{cyl}$ , la masse de l'ensemble en oscillations, la longueur de la bielle  $l$  et le diamètre du maneton  $r$  tels que donnés dans le tableau (Tableau 2.6).

$I_{eq}$	$n_{cyl}$	$M_{osc}$	$l$	$r$
$0.2 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2)$	3	$3.5 \text{ (kg)}$	$0.144 \text{ (m)}$	$0.031 \text{ (m)}$

Tableau 2.6. Paramètres du moteur utilisé dans les observateurs

Les gains des deux observateurs sont choisis de manière à respecter les conditions de convergence et de stabilité présentés dans les paragraphes précédents. Pour l'observateur à grand gain le problème consiste à définir le paramètre  $\gamma$ . Avec la condition (2.31) l'erreur d'observation telle que décrite dans (2.34) est d'autant plus réduite que la valeur de  $\gamma$  est grande. La valeur de  $\gamma$  qui permet d'avoir les bon résultats en matière d'erreur d'observation est  $\gamma = 4700$ . Pour le différentiateur robuste à modes glissants, deux paramètres sont à définir à savoir  $\alpha$  et  $\lambda$ . Les conditions à respecter pour le choix de ces deux paramètres sont données par /Levant, 1998/. Un choix judicieux consiste à prendre  $\alpha = 30$  et  $\lambda = 480$ . Différents essais ont été effectués pour comparer les deux solutions proposées. Les simulations figure 2.23 sont obtenues pour un régime moteur constant ( $2500 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$ ).

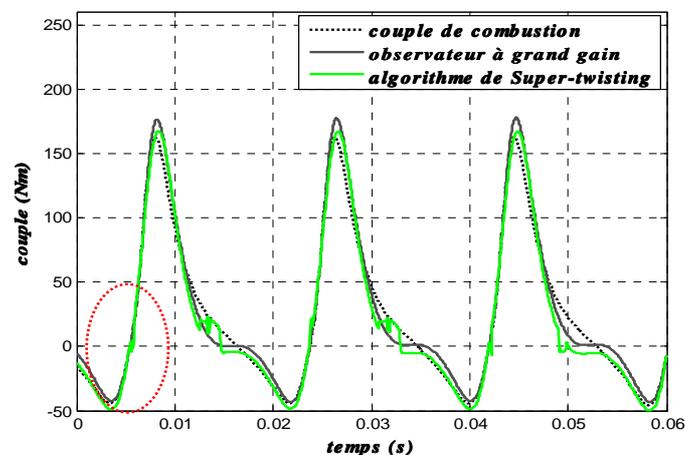


Figure 2.23. Estimation du couple moteur instantané

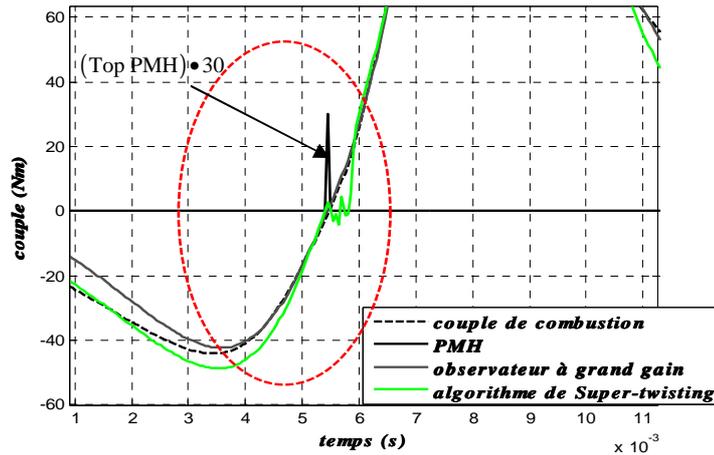


Figure 2.24. Évolutions des deux observateurs au PMH

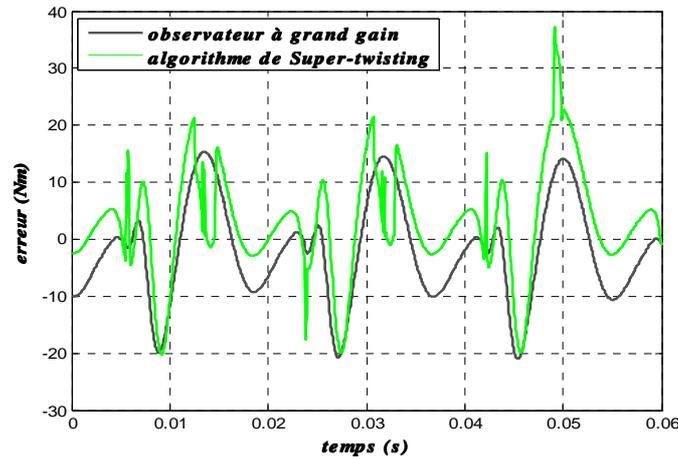


Figure 2.25. Erreur d'estimation du couple moteur instantané

Comme le montrent les figures 2.23 et 2.25, les deux observateurs offrent des performances assez similaires. En terme de précision, l'observateur à modes glissants subit des décrochages dus aux variations instantanées de l'approximation du couple de charge étendu  $T_{load}^*(t)$  qui correspondent aux instants  $t_{SET}(k)$ .

L'intérêt de cette méthode d'estimation est qu'elle peut être appliquée à n'importe quel type de moteur (essence ou diesel) puisqu'elle repose principalement sur la mesure du régime du moteur. Il est à noter que les performances de ces observateurs dépendent principalement de la qualité de la mesure du régime instantané issue d'un capteur inductif au niveau de la roue.

## 2.6 Récapitulatif des équations du modèle

La suite des travaux présentés s'appuie sur les résultats obtenus durant ces phases de modélisation et d'identification. Pour accompagner le lecteur pour la suite de ce mémoire, on reprend dans cette partie l'ensemble des équations qui seront utilisées pour synthétiser les lois de commande. On s'aperçoit que le modèle complet de l'admission d'air consiste en six équations.

- Dynamique de la pression dans le collecteur d'admission :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{p}_{col}(t) = \underbrace{\left( \kappa_1 \left( a_1 \left( \cos(a_2 \phi_{pap}^o + a_3) \right) + a_4 \right) \frac{T_{col} p_{am-pap}}{\sqrt{T_{am-pap}}} g(p_r) \right)}_{\dot{m}_{pap}} - \underbrace{\kappa_2 \left( (s_1 p_{col} + s_2) N_e \right)}_{\dot{m}_{cyl}} \\ \text{avec : } p_r = \frac{p_{col}(t)}{p_{am-pap}(t)} \text{ et } \kappa_1 = \frac{\sqrt{R}}{V_{col}}, \kappa_2 = \frac{V_d}{120V_{col}}, a_1, a_2, a_3, a_4, s_1 \text{ et } s_2 \text{ sont des constantes} \end{array} \right. \quad (2.44)$$

- Dynamique de la pression de suralimentation :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{p}_{ic} = \frac{1}{\tau_{ic}} \left( -p_{ic} + f(N_e, \phi_{c-wg}, \phi_{pap}, p_{col}) \right) \\ f(N_e, \phi_{c-wg}, \phi_{pap}, p_{col}) = \begin{cases} \alpha_1 N_e + \alpha_2 N_e \phi_{c-wg} + \alpha_3 \phi_{pap} + \alpha_4 p_{col} & \text{si } p_{col} > p_{atm} \\ \alpha_5 & \text{si } p_{col} \leq p_{atm} \end{cases} \\ \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5 \text{ sont des constantes} \end{array} \right. \quad (2.45)$$

- Dynamique de la vanne papillon motorisée :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\phi}_{pap} = \frac{1}{\tau_{pap}} (\phi_{c-pap} - \phi_{pap}) \\ \tau_{pap} \text{ est la constante de temps de la vanne} \end{array} \right. \quad (2.46)$$

- Equation statique du couple moteur :

$$\left\{ \begin{array}{l} C_m(t) = \sigma_1 + \sigma_2 p_{col} + \sigma_3 p_{col}^2 + \sigma_4 p_{col}^3 + \sigma_5 \lambda + \sigma_6 \lambda^2 + \sigma_7 \lambda p_{col} + \sigma_8 \lambda^2 p_{col} \\ \quad + \sigma_9 \lambda p_{col}^2 + \sigma_{10} N_e + \sigma_{11} N_e p_{col} + \sigma_{12} \lambda N_e p_{col} + \sigma_{13} \delta_{av} + \sigma_{14} \frac{\delta_{av}^2}{N_e} + \sigma_{15} \delta_{av} \lambda \\ \sigma_i \{i = 1, \dots, 15\} \text{ sont des constantes} \end{array} \right. \quad (2.47)$$

- Dynamique de l'injection d'essence /Hendricks, 1992/ :

$$\begin{cases} \frac{d\dot{m}_{ff}(t)}{dt} = \frac{1}{\tau_f} (-\dot{m}_{ff}(t) + \chi \dot{m}_{fi}(t)) \\ \dot{m}_{fv} = (1 - \chi) \dot{m}_{fi}(t) \\ \dot{m}_f(t) = \dot{m}_{fv}(t) + \dot{m}_{ff}(t) \end{cases} \quad (2.48)$$

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

- La richesse  $\lambda_{cyl}(t)$  du mélange carburé :

$$\lambda_{cyl}(t) = \frac{\dot{m}_{cyl}(t)}{\lambda_s \dot{m}_f(t)} \quad (2.49)$$

$$\dot{\lambda}(t) = -\frac{1}{\tau_\lambda} \lambda(t) + \frac{1}{\tau_\lambda} \lambda_{cyl}(t - \tau(N_e)) \quad (2.50)$$

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

Lorsque la commande de l'air sans (ou avec) turbocompresseur est développée, les équations (2.44), (2.46) (et (2.45)) sont considérées.

Lorsque la commande en couple est développée, les équations (2.44), (2.46) et (2.47) sont utilisées.

Enfin, lorsque la régulation de la richesse est abordée, les équations (2.48) et (2.50) sont considérées.

## 2.7 Conclusion

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. L'objectif est 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.

Dans un premier temps, les modèles obtenus dans cette partie sont utilisés pour le calcul des lois de commande ainsi que pour les valider en simulation.

## Table des Matières

<b>3</b>	<b><i>Lois de commande pour le moteur thermique</i></b> .....	<b>- 78 -</b>
<b>3.1</b>	<b>Introduction</b> .....	<b>- 78 -</b>
<b>3.2</b>	<b>Modèles flous de type Takagi-Sugeno</b> .....	<b>- 78 -</b>
<b>3.3</b>	<b>Etude de la stabilité et stabilisation des modèles flous de type TS</b> .....	<b>- 80 -</b>
3.3.1	Conditions de base pour la stabilisation quadratique des modèles flous TS .....	- 80 -
3.3.2	Structure intégrale et rejet de perturbation .....	- 83 -
<b>3.4</b>	<b>Application à la commande du circuit d'air d'un moteur thermique à allumage commandé :</b> .....	<b>- 84 -</b>
3.4.1	Suivi de consigne en pression collecteur d'un moteur à aspiration naturelle .....	- 84 -
3.4.2	Extension au cas du moteur avec turbocompresseur .....	- 91 -
<b>3.5</b>	<b>Approche de stabilisation robuste des modèles flous TS incertains</b> .....	<b>- 95 -</b>
<b>3.6</b>	<b>Application à la commande en couple d'un moteur à aspiration naturelle</b> .....	<b>- 101 -</b>
3.6.1	Modèle moyen pour la commande en couple .....	- 101 -
3.6.2	Calcul de la loi de commande en couple .....	- 102 -
3.6.3	Résultats de simulation.....	- 103 -
<b>3.7</b>	<b>La régulation de la richesse du mélange air-essence</b> .....	<b>- 105 -</b>
3.7.1	Formulation du problème TS à retards.....	- 105 -
3.7.2	Obtention du modèle TS et de la loi de commande PDC associée.....	- 107 -
3.7.3	Résultats de simulation.....	- 108 -
<b>3.8</b>	<b>Conclusion</b> .....	<b>- 111 -</b>

### 3 Lois de commande pour le moteur thermique

#### 3.1 Introduction

Dans cette partie, une approche de commande non linéaire appliquée à la commande d'un moteur thermique à allumage commandé est traitée. L'approche principale utilisée est celle basée sur le formalisme flou de type Takagi-Sugeno (TS) /Takagi & Sugeno, 1985/. Le cas classique de stabilisation de modèles TS moyennant une loi de commande PDC (Parallel Distributed Compensation) /Wang *et al.*, 1996/ est d'abord présenté. Ce type de commande est alors testé en simulation sur le modèle du circuit d'admission d'air du moteur thermique pour réaliser un suivi de consigne en pression collecteur.

Une deuxième partie est consacrée à la présentation d'une loi de commande PDC robuste prenant en compte un critère de performance ainsi que des incertitudes de modélisation. Cette loi de commande est alors appliquée sur le modèle du moteur thermique considéré : dans un premier temps, afin d'assurer un suivi de consigne en couple pour le cas sans suralimentation en air, puis un suivi de consigne en pression collecteur, est réalisé dans le cas où le turbocompresseur est utilisé. En outre, de premiers résultats concernant la régulation de la richesse moyennant un algorithme de commande floue de modèles (TS) incertains sont présentés. Enfin, pour chaque point traité, des résultats de simulation sont présentés.

#### 3.2 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 multimodèles que l'on rencontre dans la commande adaptative /Narendra *et al.*, 1997/ /Delmotte, 2003b/, mais aussi les modèles utilisés dans le contexte des LPV (Linéaires à Paramètres Variants) /Boyd *et al.*, 1994/. 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.

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) des méthodes d'identification basées sur une structure de modèle donnée sont utilisées /Takagi & Sugeno, 1985/ /Sugeno & Kang, 1988/ /Gasso, 2000/. Il existe aussi une autre approche dite multimodèles /Tanaka & Sano, 1994/ 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.

Dans le cadre de cette thèse, pour pouvoir conserver l'ensemble des propriétés des modèles non linéaires décrits, une représentation de type « exacte » a été choisie. Celle-ci est basée sur l'approche dite de secteur non linéaire /Tanaka & Wang, 2001/. Soit un système non linéaire, dont la dynamique est décrite par un modèle de la forme :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = f(x(t), t) + g(x(t), t)u(t) \\ y(t) = H(x(t), t) \end{cases} \quad (3.1)$$

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 (3.1) existante, et correspond à une représentation exacte du modèle non linéaire dans le compact de l'espace d'état considéré. Pour développer cette approche et pour des raisons de clarté, 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,  $F_j^i(\cdot) : (j = 1, 2, \dots, p)$  les sous-ensembles flous des prémisses,  $A_i \in R^{n \times n}$ ,  $B_i \in R^{n \times m}$ ,  $C_i \in R^{q \times n}$  et  $z_1(t), \dots, z_p(t)$  les variables des prémisses. Notons que par définition  $F_j^i(\cdot) \in [0, 1]$ . Le nombre de règles floues formant le modèle TS est fonction du nombre de non linéarités distinctes  $n_l$  prises en compte dans le modèle (3.1) pour construire le modèle TS. Il augmente en puissance de 2 si le découpage de chaque non linéarité se fait selon 2 fonctions d'appartenance, i.e.  $r = 2^{n_l}$  /Taniguchi *et al.*, 2000/ /Morère 2001/. Les règles des modèles flous TS peuvent alors se représenter sous la forme suivante :

$$R_i : \text{ Si } z_1(t) \text{ est } F_1^i \text{ et } \dots \text{ et } z_p(t) \text{ est } F_p^i \text{ alors } \begin{cases} \dot{x}(t) = A_i x(t) + B_i u(t) \\ y(t) = C_i x(t) \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, r \quad (3.2)$$

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 :

$$w_i(z(t)) = \prod_{j=1}^p F_j^i(z_j(t)) \quad i=1, 2, \dots, r \quad \text{avec } w_i(z(t)) \geq 0, \text{ pour tout } t \geq 0. \quad (3.3)$$

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 :

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

suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t))(A_i x(t) + B_i u(t)) \\ y(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) C_i x(t) \end{cases} \quad (3.4)$$

Les fonctions  $h_i(z(t))$  vérifient la propriété de somme convexe, i.e. :

$$\sum_{i=1}^r h_i(z(t)) = 1 \quad (3.5)$$

Avec  $0 \leq h_i(z(t)) \leq 1$  et  $w_i(z(t)) \geq 0$ , pour tout  $t$ .

La méthode utilisée pour obtenir la représentation floue de type TS à partir d'un modèle de connaissances non linéaire est décrite en détail en *Annexe B*.

### 3.3 Etude de la stabilité et stabilisation 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 (3.4), l'approche basée sur la seconde méthode de Lyapunov reste, de loin, la plus utilisée.

#### 3.3.1 Conditions de base pour la stabilisation quadratique des modèles flous TS

Le plus souvent, pour stabiliser les modèles flous de type Takagi-Sugeno, la loi de commande  $u(t)$  de type PDC (Parallel Distributed Compensation) /Tanaka & Wang, 2001/

est utilisée. Celle-ci correspond à un retour d'état non linéaire qui utilise les mêmes fonctions  $h_i(z(t))$  que le modèle et des gains constants  $F_i$  tels que :

$$u(t) = -\sum_{i=1}^r h_i(z(t)) F_i x(t) \quad (3.6)$$

On s'intéresse ici à la stabilisation quadratique des modèles flous TS, i.e., en utilisant une fonction de Lyapunov  $V(x(t))$  de la forme :

$$V(x(t)) = x^T(t) P x(t) \quad (3.7)$$

avec  $P$  une matrice symétrique définie positive ( $P = P^T > 0$ ). En appliquant la loi de commande (3.6) au modèle (3.4), la boucle fermée prend la forme suivante :

$$\dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i(z(t)) h_j(z(t)) (A_i - B_i F_j) x(t) \quad (3.8)$$

Les conditions de stabilité du système en boucle fermée reviennent à chercher les gains de commande tels que la dérivée  $\dot{V}(x(t))$  soit négative. De façon immédiate la dérivée de la fonction de Lyapunov quadratique (3.7) le long des trajectoires du modèle TS en boucle fermée (3.8) s'écrit :

$$\dot{V}(t) = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i(z) h_j(z) x^T(t) \left\{ (A_i - B_i F_j)^T P + P (A_i - B_i F_j) \right\} x(t) < 0 \quad (3.9)$$

En posant  $\Upsilon_{ij} = (A_i - B_i F_j)^T P + P (A_i - B_i F_j)$ , les conditions suffisantes de base suivantes sont énoncées.

*Théorème 3.1 /Tanaka et al., 1998/ :*

*L'équilibre du modèle flou continu (3.8) est asymptotiquement stable s'il existe une matrice*

*$P = P^T > 0$  telle que :*

$$\begin{cases} \Upsilon_{ii} < 0 \\ \Upsilon_{ij} + \Upsilon_{ji} < 0 \quad i < j \end{cases} \quad (3.10)$$

*pour tout  $i, j = 1, 2, \dots, r$ , exceptées les paires  $(i, j)$  telles que  $h_i(z(t)) h_j(z(t)) = 0, \forall t$ .*

La détermination des gains  $F_j$  ( $j = 1, 2, \dots, r$ ) de la loi de commande PDC passe alors par la transformation des conditions du *théorème 3.1* en un problème équivalent prenant la forme d'inégalités matricielles linéaires (LMI pour Linear Matrix Inequalities /El Ghaoui, 1997/) qui peut être résolu par les outils d'optimisation convexe. Cette transformation correspond à de simples changements de variables bijectifs  $X = P^{-1}$  et  $F_i = M_i P^{-1}$ , et à l'utilisation d'une congruence (multiplication à droite par une matrice donnée et à gauche par sa transposée) avec  $X = P^{-1}$  des inégalités (3.10).

Le problème (3.9) est alors vérifié si les conditions (3.10) du théorème 3.1 sont vraies en utilisant les quantités LMI en  $X$  et  $M_i$   $i \in \{1, \dots, r\}$  :  $\Upsilon_{ij} = A_i X + X A_i^T - B_i M_j - M_j^T B_i^T$  /Tanaka *et al.*, 1998/. Ces conditions LMI obtenues sont relativement basiques, il existe de nombreuses relaxations introduisant ou non des variables supplémentaires /Tuan *et al.*, 2001/ /Liu & Zhang, 2004/ /Manamanni *et al.*, 2007/.

Il est bien évident qu'assurer seulement la stabilité de la boucle fermée ne saurait être suffisant pour un problème d'automatique. De nombreuses manières d'introduire des performances sont possibles, le lecteur peut se référer à /Tanaka & Wang, 2001/ /Sala *et al.*, 2005/ et aux références de ces papiers pour en avoir un aperçu.

Par exemple, il est possible d'agir sur les dynamiques (pôles) des sous-modèles en boucle fermée en imposant une convergence exponentielle de l'état vers l'origine (decay rate) /Tanaka & Wang, 2001/. Dans ce cas, la fonction de Lyapunov doit satisfaire la condition de stabilité (3.11) suivante :

$$\dot{V}(x(t)) < -2\alpha V(x(t)), \alpha \geq 0 \quad (3.11)$$

Dans le plan complexe, cette condition revient à faire un placement arbitraire des pôles des sous-modèles dans le demi-plan gauche avec les parties réelles de ces derniers qui soient inférieures ou égales à  $-\alpha$ .

Une extension de cette approche au placement de pôles dans des régions LMI est possible /Chilali et Gahini, 1996/. Dans le contexte des modèles TS elle a été réalisée dans /Hong & Langari 2000/ et a été appliquée à la commande de véhicule à propulsion électrique dans /Toulotte, 2006/.



résultat obtenu est valable pour  $y_c(t) = 0$ . Pour le cas  $y_c(t) \neq 0$ , la stabilité entrée/sortie (ISS : Input to State Stability) est considérée /Sontag & Wang, 1995/.

Dans la suite, des applications de ce résultat théorique sur le moteur thermique à allumage commandé sont traitées. De plus dans les applications qui suivent, les variables de prémisses ainsi que l'état sont toujours mesurés ou estimés à partir de variables mesurées, nous n'avons donc pas utilisé d'observateur d'état dans tous nos développements.

### **3.4 Application à la commande du circuit d'air d'un moteur thermique à allumage commandé :**

Les variations de l'admission d'air dans un moteur thermique à allumage commandé agissent directement sur la puissance et le couple fourni par ce dernier. Ces variations, appelées aussi charge en air des cylindres, pour un régime donné, dépendent principalement des variations de la pression dans le collecteur d'admission. Ainsi, et vu l'importance de la commande en couple d'un côté et le fait que cette variable n'est pas mesurable sur 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 chapitre précédent, 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 la pression dans le collecteur d'admission à un point de consigne désiré. Deux cas sont traités. Dans le premier, le moteur considéré est à aspiration naturelle (la pression à l'entrée d'admission d'air correspond à la pression atmosphérique). Un suivi de consigne en pression collecteur est alors assuré avec la vanne papillon motorisée comme seul actionneur. Quant au deuxième cas, le modèle du moteur prend en compte l'existence d'une suralimentation en air (turbocompresseur). Dans ce cas, un second degré de liberté (vanne de décharge) est à piloter afin d'assurer le suivi de consigne désiré.

#### **3.4.1 Suivi de consigne en pression collecteur d'un moteur à aspiration naturelle**

La figure 3.2 montre une configuration de base simplifiée, d'un moteur thermique à allumage commandé à aspiration naturelle ou atmosphérique.

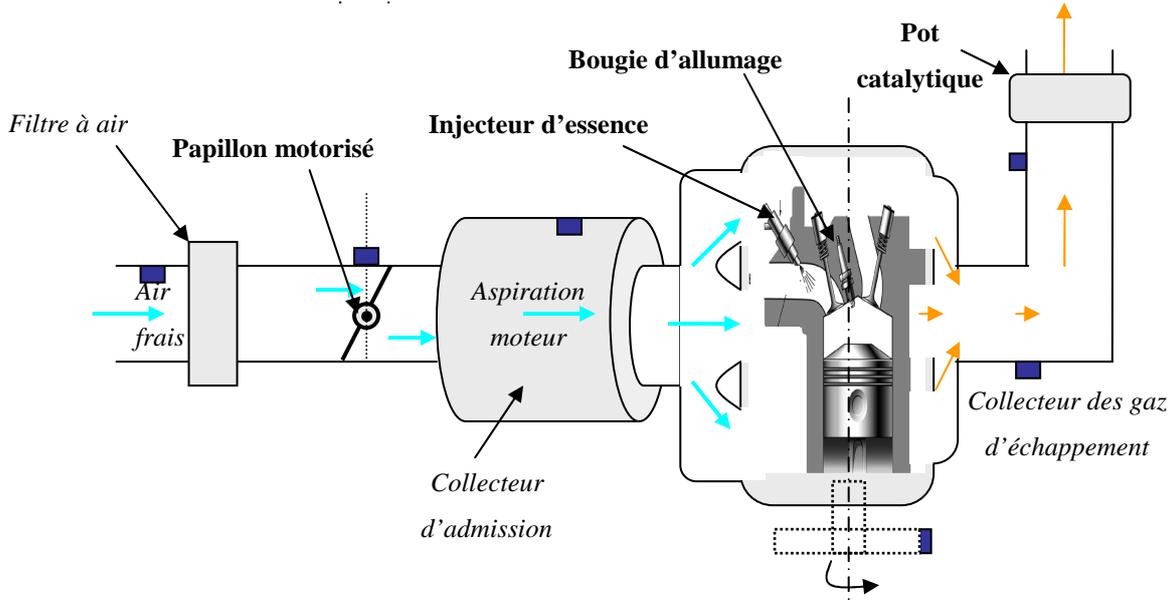


Figure 3.2. Schéma de principe d'un moteur atmosphérique de série

Rappelons que la dynamique de cette pression est décrite par un modèle mathématique de la forme :

$$\dot{P}_{col} = \frac{RT_{col}}{V_{col}} \left( \dot{m}_{pap} - \sum_{i=1}^{n_{cyl}} \dot{m}_{cyl_i} \right) \quad (3.14)$$

où  $T_{col}$  est la température à l'intérieur du collecteur d'admission. On considère qu'elle reste inchangée par rapport à la température en amont du papillon  $T_{am\_pap}$ . La constante  $V_{col}$  est le volume du collecteur,  $n_{cyl}$  est le nombre de cylindres et  $R$  la constante de l'air.

Posons  $x_1 = P_{col}$ ,  $x_2 = \phi_{pap}$ ,  $u = \phi_{cmd}$  et les fonctions non linéaires  $f_1(x_1, x_2)$  et  $f_2(x_1, \dot{\theta})$  telles que :

$$f_1(x_1, x_2) = \frac{RT_{col}}{x_2 V_{col}} \dot{m}_{pap}(x_1, x_2) \quad (3.15)$$

$$f_2(x_1, \dot{\theta}) = \frac{RT_{col}}{x_1 V_{col}} \dot{m}_{cyl}(\dot{\theta}, x_1) \quad (3.16)$$

avec  $\forall i \in \{1, 2\}$ ,  $\underline{f}_i \leq f_i(\cdot) \leq \bar{f}_i$ . En prenant en compte la dynamique de la vanne papillon motorisée, on obtient la représentation d'état suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = f_1(x_1, x_2)x_2 - f_2(x_1, \dot{\theta})x_1 \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{\tau_{pap}}(u - x_2) \end{cases} \quad (3.17)$$

La sortie correspond à la pression collecteur mesurée :

$$y = x_1 \quad (3.18)$$

Pour obtenir le modèle flou TS correspondant à (3.17) et (3.18), les deux non linéarités  $f_1(x_1, x_2)$  et  $f_2(x_1, \theta)$  sont reformulées utilisant le *lemme A1* (cf. *annexe A*)

$$\forall i \in \{1, 2\}, \quad f_i(\cdot) = \underbrace{f_i}_{h_{i1}(z(t))} \cdot \frac{\bar{f}_i - f_i(\cdot)}{\bar{f}_i - \underline{f}_i} + \underbrace{\bar{f}_i}_{h_{i2}(z(t))} \cdot \frac{f_i(\cdot) - \underline{f}_i}{\bar{f}_i - \underline{f}_i} \quad (3.19)$$

Un modèle TS à 4 règles (deux non linéarités) est alors obtenu. Les matrices des différents sous modèles sont :

$$A_1 = \begin{bmatrix} -\underline{f}_2 & \underline{f}_1 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{pap}} \end{bmatrix}, \quad B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \tau_{pap} \end{bmatrix}, \quad C_1 = [1 \quad 0], \quad A_2 = \begin{bmatrix} -\underline{f}_2 & \bar{f}_1 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{pap}} \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \tau_{pap} \end{bmatrix}, \quad C_2 = [1 \quad 0],$$

$$A_3 = \begin{bmatrix} -\bar{f}_2 & \underline{f}_1 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{pap}} \end{bmatrix}, \quad B_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \tau_{pap} \end{bmatrix}, \quad C_3 = [1 \quad 0], \quad A_4 = \begin{bmatrix} -\bar{f}_2 & \bar{f}_1 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{pap}} \end{bmatrix}, \quad B_4 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \tau_{pap} \end{bmatrix},$$

$$C_4 = [1 \quad 0].$$

Avec les bornes expérimentales des fonctions  $f_i(\cdot)$  :  $\underline{f}_1 = 0.5$ ,  $\bar{f}_1 = 2$ ,  $\underline{f}_2 = 10$ ,  $\bar{f}_2 = 60$  et la constante de temps de la vanne papillon motorisée  $\tau_{pap} = 0.027s$ .

Pour calculer la loi de commande PDC, une structure intégrale est ajoutée afin d'annuler les erreurs stationnaires. Un modèle de la forme (3.12) est alors obtenu à partir duquel les gains de la loi de commande (3.13) sont calculés.

$$\text{Avec l'état augmenté } X(t) = \begin{bmatrix} x(t) \\ x_I(t) \end{bmatrix}, \quad x(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} \text{ et } \dot{x}_I(t) = y_c(t) - y(t)$$

L'objectif est d'avoir une réponse en pression collecteur assez rapide (de l'ordre de 0.2 à 0.4s) avec un minimum de dépassement de consigne. Pour cela, les gains de commande obtenus avec un taux de décroissance  $\alpha = 3.35$  et correspondant à la résolution du problème LMI associé (*Théorème 3.1*) sont :

$$\begin{bmatrix} \bar{K}_1 \\ \bar{K}_2 \\ \bar{K}_3 \\ \bar{K}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,0239 & -0,00017 & -0,4672 \\ 0,1537 & 0,0046 & -3,6702 \\ 0,0540 & 0,0009 & -1,2096 \\ 0,1837 & 0,0057 & -4,4126 \end{bmatrix} \cdot 10^3 \quad (3.20)$$

Les résultats, en simulation, de l'application de cette loi de commande au moteur considéré sont donnés dans les figure 3.3 à figure 3.12 ci-après.

Trois essais à trois régimes moteurs différents ont été effectués en simulation (figure 3.3 à figure 3.8). A chaque essai, les évolutions de la commande de la vanne papillon et du suivi de consigne en pression sont données. De plus, dans le quatrième essai une perturbation est appliquée sur la commande (figure 3.9 à figure 3.12). Un exemple des évolutions des fonctions non linéaires  $h_i(z(t))$  sont données (figure 3.12).

Comme le montrent ces figures, la loi de commande floue permet d'assurer un bon suivi de consigne pour des régimes moteurs variant de 1500 à 3500  $tr.min^{-1}$ . En matière de sollicitation de l'actionneur, la commande n'est pas trop « énergique » et le dépassement reste acceptable malgré des gains de commande relativement élevés. En matière de temps d'établissement (à 95% de la valeur finale), il est de l'ordre de 0,3 s à 0,4 s ce qui représente un résultat acceptable pour l'application considérée. Ces performances peuvent être améliorées d'avantage en prenant en compte un critère de performances.

Enfin, le dernier essai correspond au test de rejet de perturbation que permet d'assurer, en principe, la structure intégrale ajoutée. Les figures (figure 3.9 à figure 3.12) illustrent la bonne réaction de la commande à une perturbation brusque sous forme d'échelon sur la sortie.

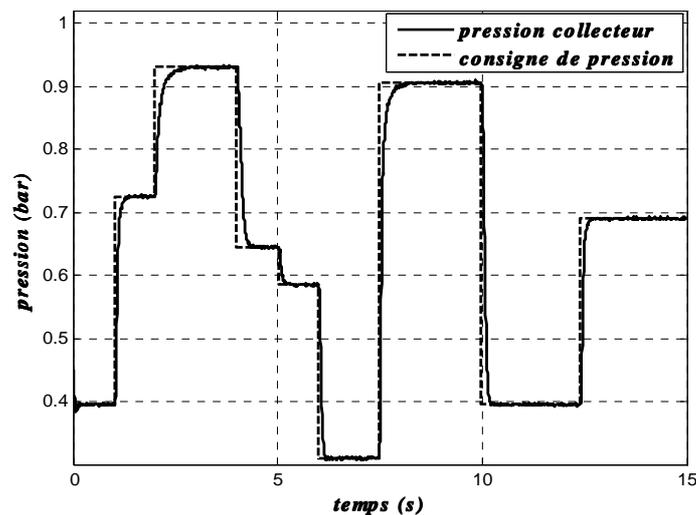


Figure 3.3. Suivi de consigne de la pression collecteur (à 1500  $tr.min^{-1}$ )

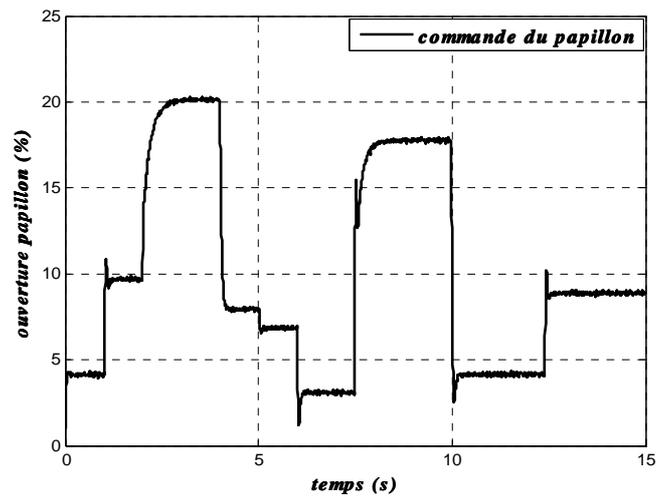


Figure 3.4. Commande de la vanne papillon motorisée (à  $1500 \text{ tr. min}^{-1}$ )

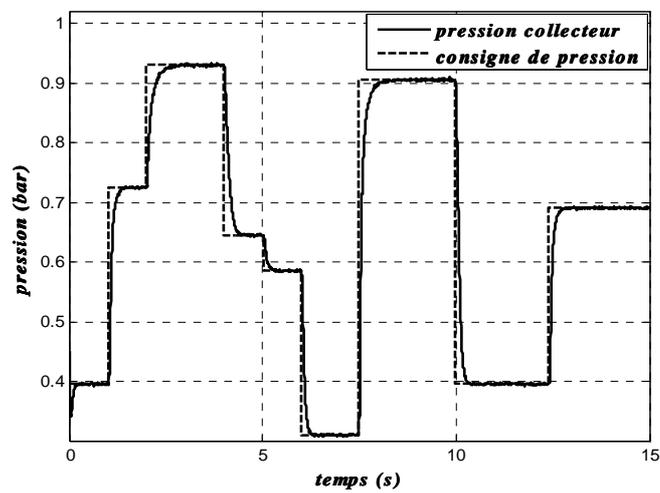


Figure 3.5. Suivi de consigne de la pression collecteur (à  $2500 \text{ tr. min}^{-1}$ )

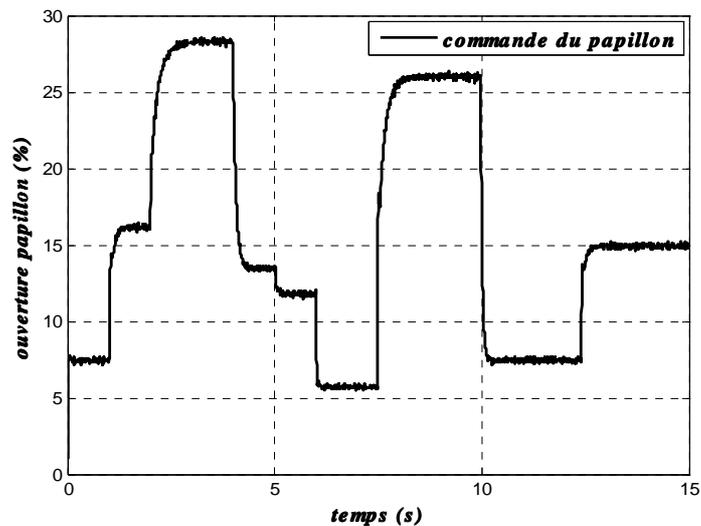


Figure 3.6. Commande de la vanne papillon motorisée (à  $2500 \text{ tr. min}^{-1}$ )

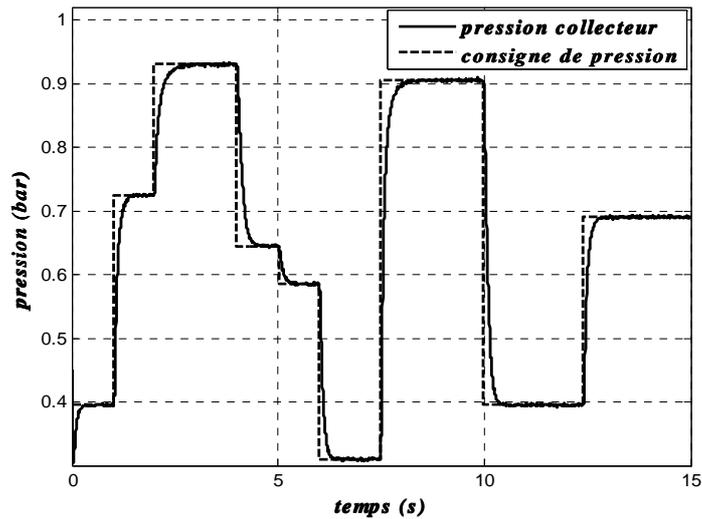


Figure 3.7. Suivi de consigne de la pression collecteur (à  $3500 \text{ tr. min}^{-1}$ )

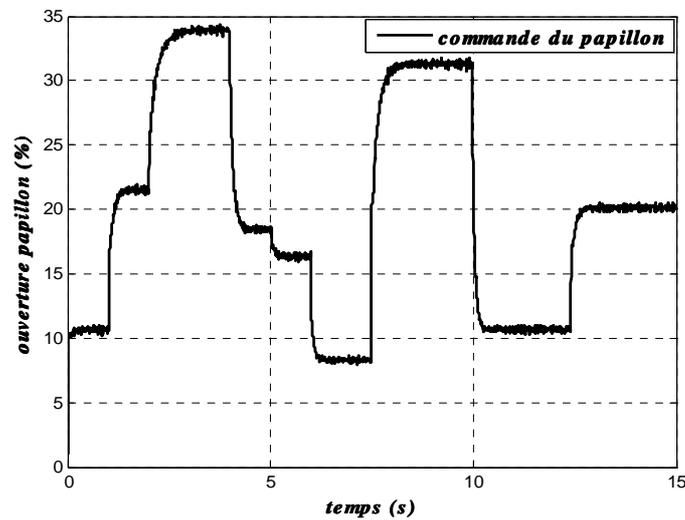


Figure 3.8. Commande de la vanne papillon motorisée (à  $3500 \text{ tr/min}$ )

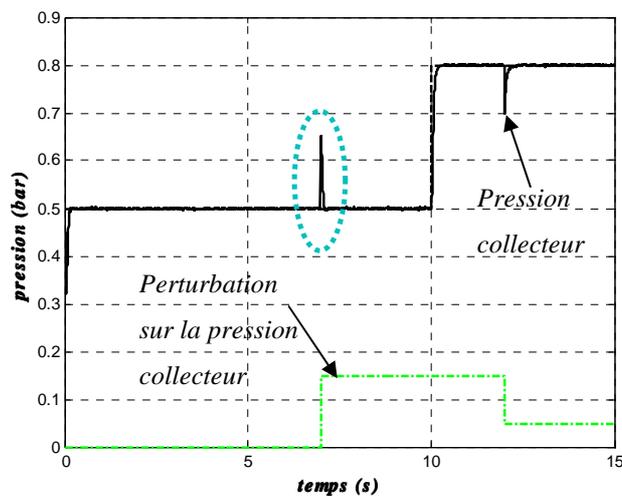


Figure 3.9. Rejet de perturbation sur la commande de la pression collecteur (à  $3000 \text{ tr. min}^{-1}$ )

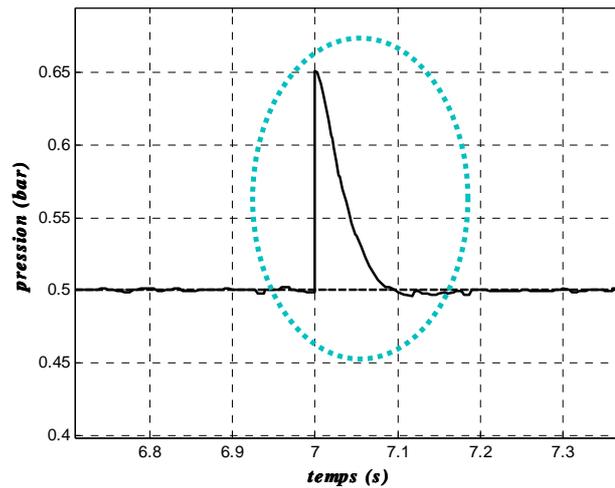


Figure 3.10. Agrandissement (rejet de la perturbation à  $t = 7 \text{ s}$ )

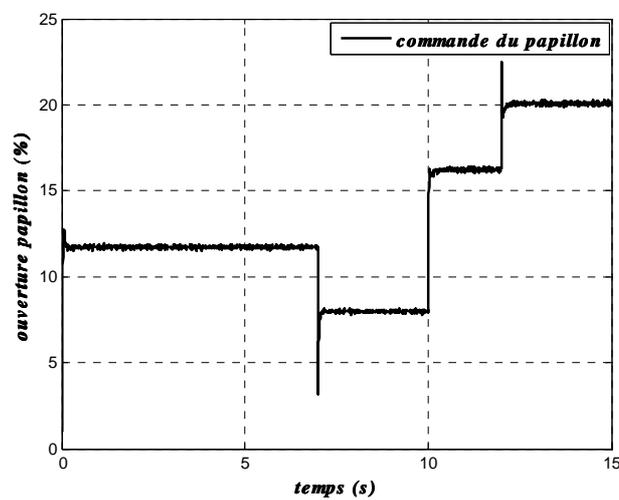


Figure 3.11. Commande du papillon avec perturbation sur l'entrée (à  $3000 \text{ tr. min}^{-1}$ )

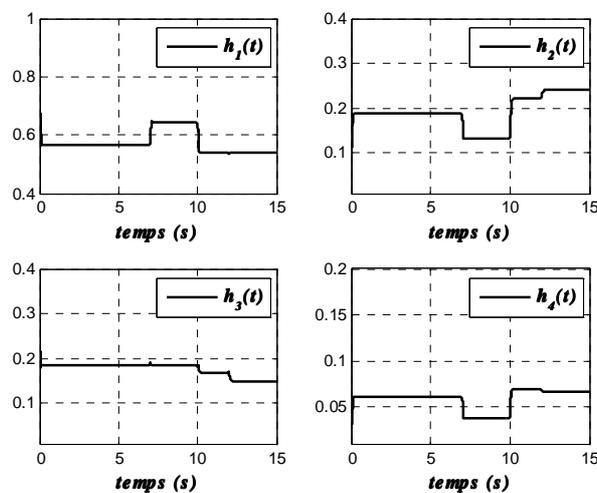


Figure 3.12. Évolution des fonctions de validité des sous modèles flous

### 3.4.2 Extension au cas du moteur avec turbocompresseur

Pour améliorer le rendement du moteur, la solution la plus répandue dans le monde de l'automobile sans augmenter la cylindrée (downsizing), est de l'équiper d'un turbocompresseur. La charge des cylindres en air est considérablement augmentée et par conséquent, le couple fourni par le moteur est plus important. Une des précautions à prendre dans le cas des moteurs à essence, consiste à limiter l'amplitude de la pression dans le collecteur d'admission pour éviter l'apparition du phénomène de cliquetis. Ce dernier est un phénomène vibratoire causé par les résidus des gaz imbrûlés qui s'allument sous l'effet de la compression et créent ainsi des détonations qui peuvent, parfois, s'avérer destructrices pour le moteur.

Pour contrôler la dynamique du turbocompresseur, il existe deux objectifs principaux et antagonistes : la minimisation de la consommation du carburant et l'optimisation du temps de réponse en couple /Ericsson *et al.*, 2002/.

Dans cette partie l'intérêt est porté sur le premier objectif, qui est l'économie d'énergie, et qui conduit aussi indirectement à la réduction des émissions polluantes. Pour atteindre cette objectif, les motoristes indiquent que le papillon motorisé doit être le plus ouvert possible afin d'avoir un maximum d'air dans les cylindres. Dans le même temps, la vanne de décharge (wastegate) située à l'échappement est commandée de manière à faire suivre à la pression collecteur ( $p_{col}$ ) une variation de consigne donnée, tout en minimisant la différence entre cette variable et la pression à l'échappement  $p_{ech}$ . Il est alors possible de minimiser les pertes de pompage dont le travail  $W_{pomp}$  est approximé par /Ericsson *et al.*, 2002/:

$$W_{pomp} = V_d (p_{ech} - p_{col}) \quad (3.21)$$

avec  $V_d$  la cylindrée totale du moteur considéré.

Il est à noter que pour des pressions d'amplitudes supérieures à l'atmosphérique, la pression de suralimentation mesurée en aval du compresseur est quasi-proportionnelle à la pression à l'échappement. Donc, minimiser la différence de pressions  $p_{ech} - p_{col}$  est équivalent à minimiser la différence  $p_{ic} - p_{col}$ , avec  $p_{ic}$  la pression en aval du compresseur et de l'échangeur de chaleur. Ainsi, pour obtenir une commande minimisant cette quantité, la structure de commande du papillon calculée précédemment est gardée et adaptée aux nouvelles bornes de variations des différentes variables (pressions, débits,...). La commande

de la vanne de décharge est ajoutée à cette structure et se base sur une stratégie de commande décentralisée permettant de gérer les deux actionneurs afin de faire suivre à la pression collecteur une variation de consigne désirée. La figure 3.13 représente le schéma de commande des actionneurs pour l'admission d'air (vanne papillon et vanne de décharge) du moteur.

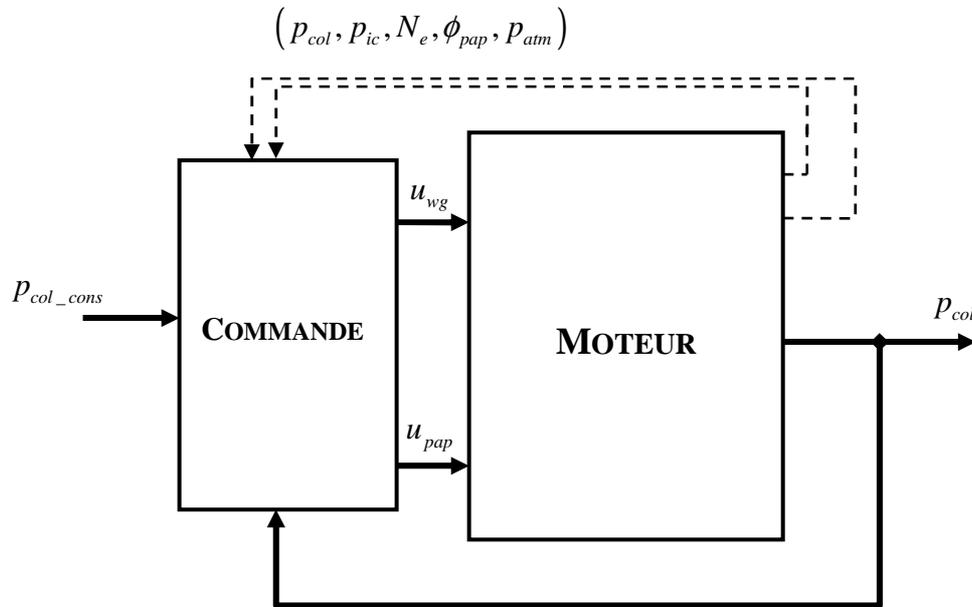


Figure 3.13. Schéma de commande du circuit d'air du moteur turbocompressé

#### 3.4.2.1 Modèle pour la commande de la vanne de décharge

La commande de la vanne de décharge (wastegate) est calculée moyennant le modèle de commande décrivant la dynamique de la pression de suralimentation :

$$\dot{p}_{ic} = \frac{1}{\tau_{ic}} \left( -p_{ic} + f(N_e, \phi_{c\_wg}, \phi_{pap}, p_{col}) \right) \quad (3.22)$$

$$f(N_e, \phi_{c\_wg}, \phi_{pap}, p_{col}) = \alpha_1 N_e + \alpha_2 N_e \phi_{c\_wg} + \alpha_3 \phi_{pap} + \alpha_4 p_{col} \quad (3.23)$$

La sortie du modèle est  $y(t) = p_{ic}$ .

Comme dans le cas de la commande de la vanne papillon et afin de synthétiser une loi de commande floue de type TS, le modèle (3.22) est réécrit sous la forme suivante :

$$\dot{p}_{ic} = \Psi_1(N_e, \phi_{pap}, p_{col}) p_{ic} + \Psi_2(N_e) \phi_{c\_wg} \quad (3.24)$$

Avec les fonctions bornées  $\underline{\Psi}_1 \leq \Psi_1 \leq \bar{\Psi}_1$  et  $\underline{\Psi}_2 \leq \Psi_2 \leq \bar{\Psi}_2$  telles que :

$$\Psi_1 = \frac{\alpha_1 N_e + \alpha_3 \phi_{pap} + \alpha_4 p_{col}}{\tau_{ic} p_{ic}} - \frac{1}{\tau_{ic}} \quad (3.25)$$

$$\Psi_2 = \frac{\alpha_2 N_e}{\tau_{ic}} \quad (3.26)$$

De ces deux non linéarités, un modèle TS à quatre règles est obtenu. Avec la structure intégrale et le vecteur d'état augmenté  $X^T(t) = [x^T(t) \ x_I^T(t)]$  tel que  $x(t) = p_{ic}$ , les matrices des sous modèles sont :

$$A_{1\_} = A_{2\_} = \begin{bmatrix} \underline{\Psi}_1 & 0 \\ -1 & 0 \end{bmatrix}, \quad A_{3\_} = A_{4\_} = \begin{bmatrix} \bar{\Psi}_1 & 0 \\ -1 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_{1\_} = B_{3\_} = \begin{bmatrix} \underline{\Psi}_2 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad B_{2\_} = B_{4\_} = \begin{bmatrix} \bar{\Psi}_2 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C_{1\_} = C_{2\_} = C_{3\_} = C_{4\_} = [1 \ 0].$$

Les gains correspondant à la résolution du problème LMI associé (*Théorème 3.1*) pour un taux de décroissance  $\alpha = 2.95$  sont :

$$\begin{bmatrix} \bar{K}_1 \\ \bar{K}_2 \\ \bar{K}_3 \\ \bar{K}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3,168 & -13,939 \\ 1,3237 & -5,8003 \\ 3,293 & -14,453 \\ 1,3269 & -5,8057 \end{bmatrix} \cdot 10^3 \quad (3.27)$$

Ces gains sont choisis de telle sorte que le régime établi de la réponse en pression collecteur soit atteint en un temps qui est de l'ordre d'une seconde mais avec un minimum de dépassement de consigne.

#### 3.4.2.2 La stratégie de commande

La génération de la consigne de la pression de suralimentation  $p_{ic\_cons}$  utilise les variations de la consigne de pression collecteur lorsque celle-ci dépasse la valeur de la pression atmosphérique. Faire suivre aux deux variables la même consigne permet de minimiser la fonction (3.21). Cependant, une constante  $\varepsilon$  très faible est ajoutée à la consigne de pression de suralimentation afin d'éviter la perte de commandabilité pour la vanne papillon lorsque  $p_{ic} = p_{col}$ . Lorsque la consigne de la pression collecteur est inférieure à la valeur atmosphérique, la pression de suralimentation est maintenue constante *cste* avec une valeur proche d'une borne minimale qui correspond à la pression atmosphérique.

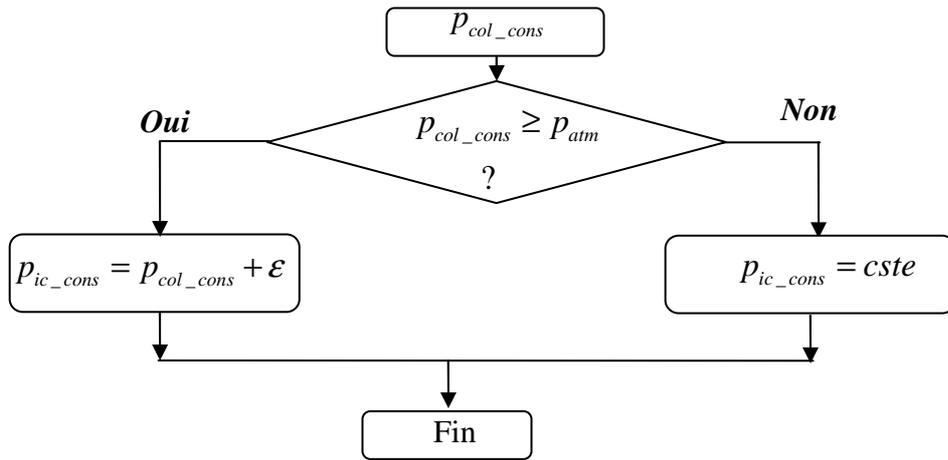


Figure 3.14. Stratégie de génération de consigne la pression de suralimentation

Le résultat de simulation de la stratégie de commande des deux actionneurs est donné par les figure 3.15 et figure 3.16.

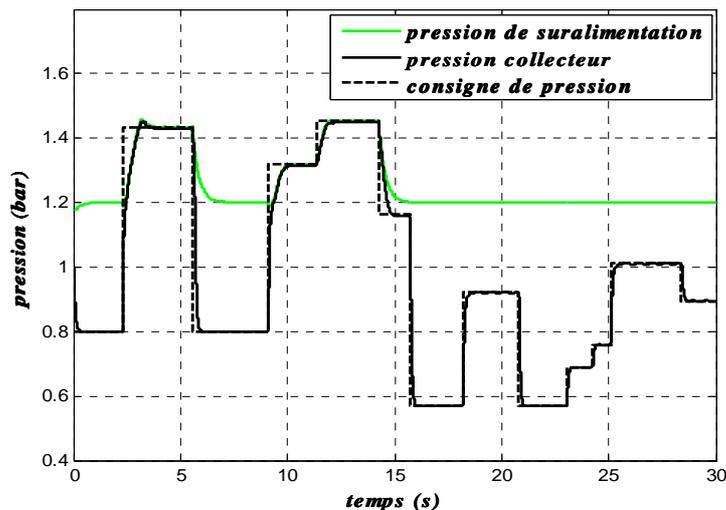


Figure 3.15. Suivi de consigne de pression collecteur pour le moteur turbocompressé  
 $(3000tr.min^{-1})$

La figure 3.15 et la figure 3.16 illustrent que la stratégie de commande choisie permet de respecter les objectifs de commande. En effet, le suivi de consigne de pression collecteur est assuré avec un papillon ouvert au maximum pendant les phases de pression élevée. De plus, la commande de la vanne de décharge offre une bonne robustesse au vu des simplifications apportées au modèle de la pression de suralimentation.

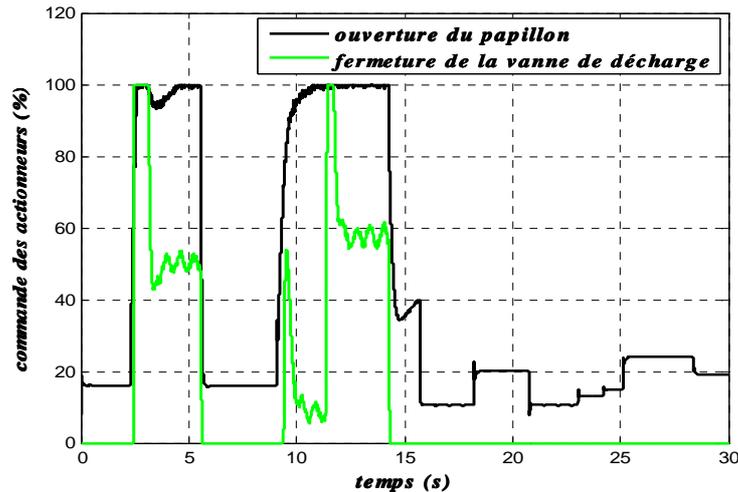


Figure 3.16. Commande des actionneurs du moteur turbocompressé ( $3000tr.min^{-1}$ )

L'un des problèmes principaux dans la commande d'un moteur à allumage commandé turbocompressé est la dynamique lente du turbocompresseur par rapport à celle du papillon motorisé. Une solution technique prometteuse est proposée dans /Donitz *et al.*, 2007/. Il s'agit d'un moteur hybride utilisant un compresseur permettant d'amener de l'air dans les cylindres et de pallier la dynamique lente.

Néanmoins, cette technologie n'étant pas encore disponible, des solutions basées sur des algorithmes de commande ont été proposées dans la littérature. Parmi les solutions suggérées dans la littérature, on trouve l'anticipation de la vanne de décharge en utilisant la commande neuro-prédictive /Colin *et al.*, 2005/ qui demande un modèle assez précis du processus. Cette approche permet d'obtenir des résultats temps réel satisfaisants. Une autre possibilité pour améliorer les performances temporelles du système en boucle fermée, est l'utilisation de la commande à modes glissants /Utkin, 1977/ /Floquet, 2000/ /Perruquetti et Barbot, 2002/. Le problème principal de cette méthode est le phénomène de réticence (chattering). L'une des solutions apportée à ce problème est d'utiliser des commandes d'ordre supérieur /Fridman & Levant, 2002/ qui est présentée dans le cinquième chapitre.

### 3.5 Approche de stabilisation robuste des modèles flous TS incertains

Les modèles établis sur banc d'essais sont spécifiques au moteur testé. Un moteur de la même gamme aurait éventuellement une structure de modèle équivalente mais des paramètres légèrement différents. Outre ces disparités entre moteurs, les simplifications réalisées par les

modèles ne permettent pas de rendre compte de l'ensemble des non linéarités et des dynamiques du système réel.

De façon à rendre le modèle, et donc la loi de commande, plus pertinents une approche robuste est proposée. Elle utilise des modèles TS incertains (3.28). De plus, de façon à atténuer les éventuels bruits de mesures, une contrainte de type  $H_\infty$  est introduite dans le problème /Tuan *et al.*, 2001/ /Lauber *et al.*, 2005/ /Khiar *et al.*, 2007a/. Cette partie est consacrée à la stabilisation de ce type de modèles. Des résultats existants sont présentés, ainsi que les améliorations apportées concernant la réduction du conservatisme des conditions LMI obtenues.

Considérons le modèle TS incertain décrit par les équations (3.28) :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t))((A_i + \Delta A_i)x(t) + (B_i + \Delta B_i)u(t) + D_1 w(t)) \\ y(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t))((C_i + \Delta C_i)x(t) + D_2 w(t)) \end{cases} \quad (3.28)$$

Pour simplifier les développements à venir, la notation suivante est utilisée :

$$Y_z = \sum_{i=1}^r h_i(z(t))Y_i \quad (3.29)$$

$$Y_{zz} = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i(z(t))h_j(z(t))Y_{ij} \quad (3.30)$$

avec  $Y \in \{A, B, C, \dots\}$ .

En outre, la notation  $I$  représente la matrice identité de dimension appropriée et la congruence d'une matrice carrée  $X$  avec une matrice de rang plein en ligne  $\Pi$ , de dimension appropriée, correspond au produit matriciel  $\Pi X \Pi^T$ .

Le système (3.28) s'écrit alors :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = (A_z + \Delta A)x(t) + (B_z + \Delta B)u(t) + D_1 w(t) \\ y(t) = (C_z + \Delta C)x(t) + D_2 w(t) \end{cases} \quad (3.31)$$

Les différentes matrices  $A_z$ ,  $\Delta A$ ,  $B_z$ ,  $\Delta B$ ,  $D_1$ ,  $C_z$ ,  $\Delta C$ ,  $D_2$  sont de dimensions appropriées et  $w(t) \in L_2$  correspond aux perturbations et aux bruits de mesures. Les matrices d'incertitudes sont supposées bornées en norme et se décomposent de façon usuelle /Tanaka & Wang 2001/ :  $\Delta A = H \Delta a(t) E$ ,  $\Delta B = H_1 \Delta b(t) E_1$  et  $\Delta C = H_2 \Delta c(t) E_2$ , avec  $H$ ,  $H_1$ ,  $H_2$ ,  $E$ ,  $E_1$  et  $E_2$  des matrices connues indépendantes du temps et :

$$\Delta a(t) \Delta a(t)^T \leq I, \Delta b(t) \Delta b(t)^T \leq I \text{ et } \Delta c(t) \Delta c(t)^T \leq I \quad (3.32)$$

L'atténuation  $H_\infty$  correspond à /Tanaka & Wang 2001/ :

$$\int_0^{+\infty} y^T(t) y(t) dt \leq \gamma^2 \int_0^{+\infty} w^T(t) w(t) dt \quad (3.33)$$

Comme dans le cas classique, la loi de commande utilisée pour la stabilisation de ces modèles est de type PDC :

$$u(t) = -F_i x(t) \quad (3.34)$$

Le résultat suivant donne une condition suffisante de stabilisation de (3.31) par la loi de commande (3.34) en assurant un taux de décroissance (decay rate)  $\alpha$  et en minimisant le  $L_2 \rightarrow L_2$  gain  $\gamma$  dans (3.33).

*Théorème 3.2 /Lauber et al., 2005 /*

Considérons le modèle TS incertain défini en (3.31) auquel est appliquée la loi de commande PDC (3.34) et les  $\Upsilon_{ij}$  définis en (3.35) et (3.36) tels que :

$$\Upsilon_{ij} = \begin{bmatrix} \Omega_{ij} & (*) & (*) & (*) & (*) & (*) & (*) & (*) \\ C_i X & \mu_{ij} H_2 H_2^T - I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ D_1^T + D_2^T C_i X & 0 & \begin{pmatrix} D_2^T D_2 - \gamma^2 I \\ + \lambda_{ij} D_2^T H_2 H_2^T D_2 \end{pmatrix} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ E_i X & 0 & 0 & -\varepsilon_{ij} I & 0 & 0 & 0 & 0 \\ E_{1i} M_j & 0 & 0 & 0 & -\eta_{ij} I & 0 & 0 & 0 \\ E_{2i} X & 0 & 0 & 0 & 0 & -\mu_{ij} I & 0 & 0 \\ E_{2i} X & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\lambda_{ij} I & 0 \\ \begin{pmatrix} X - \Phi_j^T \\ + \Psi_j^T A_i^T \end{pmatrix} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\Psi_j - \Psi_j^T \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

Avec :

$$\Omega_{ij} = \Phi_j A_i^T + A_i \Phi_j^T + M_j^T B_i^T + B_i M_j + \varepsilon_{ij} H H^T + \eta_{ij} H_1 H_1^T + 2\alpha X \quad (3.36)$$

Alors, la boucle fermée est globalement asymptotiquement stable et assure une atténuation  $H_\infty$   $\gamma > 0$ , s'il existe des matrices  $X > 0$ ,  $M_i$ ,  $\Phi_i$ ,  $\Psi_i$  et des scalaires  $\varepsilon_{ii} > 0$ ,  $\varepsilon_{ij}$ ,  $\eta_{ii} > 0$ ,  $\eta_{ij}$ ,  $\mu_{ii} > 0$ ,  $\mu_{ij}$ ,  $\lambda_{ii} > 0$ ,  $\lambda_{ij} > 0$  et avec  $i, j \in \{1, \dots, r\}$  tels que :

$$\Upsilon_{ii} < 0 \quad (3.37)$$

$$\frac{2}{r-1} \Upsilon_{ii} + \Upsilon_{ij} + \Upsilon_{ji} < 0 \quad (3.38)$$

Les gains de commande sont alors donnés par :

$$F_i = M_i X^{-1} \quad (3.39)$$

*Remarque :*

Les inégalités matricielles (3.37) et (3.38) représentent une relaxation proposée par /Tuan *et al.*, 2001/ des conditions classiques (3.10) données dans /Tanaka *et al.*, 1998/. L'avantage de cette relaxation est qu'aucune variable supplémentaire inconnue n'est introduite.

*Preuve du Théorème 3.2 :*

Dans cette démonstration, différents lemmes et propriétés matricielles sont utilisés.

*Le complément de Schur* /Boyd *et al.*, 1994/ : Soient des matrices  $X$ ,  $Y$  et  $R > 0$  de dimensions appropriées. Alors, l'équivalence suivante est vérifiée :

$$\begin{cases} R > 0 \\ Y + X^T R X < 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{bmatrix} Y & X^T \\ X & -R^{-1} \end{bmatrix} < 0$$

*Lemme 3.1 :* Soient deux matrices  $X$  et  $Y$  de dimensions appropriées et un scalaire  $\kappa > 0$ , alors la propriété suivante est vérifiée :

$$X^T Y + Y^T X \leq \kappa X^T X + \kappa^{-1} Y^T Y$$

*Lemme 3.2 :* avec les matrices de dimensions appropriées, l'équivalence suivante est vérifiée : trouver  $X > 0$ ,  $\Phi$ ,  $\Psi$  telles que:

$$\begin{bmatrix} \Phi A^T + A \Phi^T + Y & X - \Phi + A \Psi \\ X - \Phi^T + \Psi^T A^T & -\Psi - \Psi^T \end{bmatrix} < 0 \Leftrightarrow \begin{array}{l} \text{trouver } X > 0 \text{ telle que:} \\ X A^T + A X + Y < 0 \end{array}$$

*Preuve du lemme 3.2 :*

( $\Rightarrow$ ) est directe par congruence avec la matrice de rang plein en lignes :  $\begin{bmatrix} I & A \end{bmatrix}$ .

$$(\Leftarrow) \text{ comme } X A^T + A X + Y < 0, \exists \varepsilon^2 \text{ tel que : } X A^T + A X + Y + \frac{\varepsilon^2}{2} A^T A < 0 \quad (3.40)$$

En utilisant le complément de Schur (3.40)  $\Leftrightarrow \begin{bmatrix} X A^T + A X + Y & \varepsilon^2 A \\ \varepsilon^2 A^T & -2\varepsilon^2 I \end{bmatrix} < 0$ . Il suffit de

choisir alors :  $\Psi = \varepsilon^2 I$  et  $\Phi = X$ .

Le lemme 2 correspond à une propriété matricielle issue de /Peaucelle *et al.*, 2000/ et utilisée dans /Guerra *et al.*, 2003/ pour la stabilisation de modèles flous continus. Ce lemme permet de relâcher les résultats obtenus par l'introduction des variables additionnelles  $\Phi$  et  $\Psi$ .

Notons également que dans le cas où il n'y a qu'une inégalité, il y a équivalence et donc que ce rajout de variables ne sert pas.

Considérons le cas classique d'une fonction quadratique de Lyapunov  $V(x(t)) = x^T(t)Px(t)$  avec un taux de décroissance  $\alpha \geq 0$ . Pour aboutir à la stabilité asymptotique formulée par les inégalités (3.37) et (3.38), la dérivée, par rapport au temps, de la fonction de Lyapunov doit satisfaire la condition suivante :

$$\dot{V}(x(t)) \leq -2\alpha V(x(t)) \quad (3.41)$$

Pour prendre en compte le critère  $H_\infty$  donné par (3.33) dans le cas où  $y_c(t) = 0$ , la condition (3.41) devient :

$$\dot{V}(x(t)) + y^T(t)y(t) - \gamma^2 w^T(t)w(t) \leq -2\alpha V(x(t)) \quad (3.42)$$

Avec l'introduction des équations de la représentation d'état (3.31), la dérivée  $\dot{V}(x(t))$  le long des trajectoires décrites par le système (3.28) prend la forme suivante :

$$\dot{V}(x(t)) = \begin{bmatrix} x(t) \\ w(t) \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} A_z^T P + PA_z + F_z^T B_z^T P + PB_z F_z \\ + \Delta A_z^T P + P\Delta A_z + F_z^T \Delta B_z^T P + P\Delta B_z F_z \\ D_1^T P \end{bmatrix} \begin{matrix} (*) \\ 0 \end{matrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ w(t) \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

La notation (\*) correspond à la transposée d'un élément d'une matrice symétrique. Donc, l'inégalité (3.42) est satisfaite si la condition (3.44) est vérifiée.

$$\begin{bmatrix} \begin{bmatrix} A_z^T P + PA_z + F_z^T B_z^T P + PB_z F_z \\ + \Delta A_z^T P + P\Delta A_z + F_z^T \Delta B_z^T P + P\Delta B_z F_z + 2\alpha P \\ + (C_z^T + \Delta C_z^T)(C_z + \Delta C_z) \end{bmatrix} & (*) \\ D_1^T P + D_2^T C_z + D_2^T \Delta C_z & D_2^T D_2 - \gamma^2 I \end{bmatrix} < 0 \quad (3.44)$$

Utiliser le complément de Schur sur le terme  $(C_z^T + \Delta C_z^T)(C_z + \Delta C_z)$  conduit à :

$$\left[ \begin{array}{cc|c} \left( \begin{array}{c} A_z^T P + P A_z + F_z^T B_z^T P + P B_z F_z + \\ \Delta A_z^T P + P \Delta A_z + F_z^T \Delta B_z^T P + P \Delta B_z F_z + 2\alpha P \end{array} \right) & \begin{array}{c} (*) \\ (*) \end{array} & \\ \hline C_z + \Delta C_z & -I & 0 \\ D_1^T P + D_2^T C_z + D_2^T \Delta C_z & 0 & D_2^T D_2 - \gamma^2 I \end{array} \right] < 0 \quad (3.45)$$

En utilisant la décomposition des incertitudes et le fait qu'elles soient bornées en norme (3.32) et en introduisant les quantités  $\varepsilon_{zz} > 0$ ,  $\eta_{zz} > 0$ ,  $\mu_{zz} > 0$  et  $\lambda_{zz} > 0$  au travers du *lemme 3.1*, (3.45) devient :

$$\left[ \begin{array}{cc|c} \left( \begin{array}{c} A_z^T P + P A_z + F_z^T B_z^T P + P B_z F_z + 2\alpha P \\ + \varepsilon_{zz}^{-1} E_z^T E_z + \varepsilon_{zz} P H H^T P + \eta_{zz}^{-1} F_z^T E_{1z}^T E_{1z} F_z \\ + \eta_{zz} P H_1 H_1^T P + \mu_{zz}^{-1} E_{2z}^T E_{2z} + \lambda_{zz}^{-1} D_2^T H_2 H_2^T D_2 \end{array} \right) & \begin{array}{c} (*) \\ (*) \end{array} & \\ \hline C_z & -I + \mu_{zz} H_2 H_2^T & 0 \\ D_1^T P + D_2^T C_z & 0 & \left( \begin{array}{c} D_2^T D_2 - \gamma^2 I \\ + \lambda_{zz} E_{2z}^T E_{2z} \end{array} \right) \end{array} \right] < 0 \quad (3.46)$$

On considère maintenant les changements de variables  $X = P^{-1}$  et  $M_i = F_i X$ ,  $i \in \{1, \dots, r\}$  et après congruence de (3.46) avec la matrice de rang plein  $\text{diag}\{X \quad I \quad I\}$ , l'inégalité (3.47) est alors obtenue:

$$\left[ \begin{array}{cc|c} \left( \begin{array}{c} X A_z^T + A_z X + M_z^T B_z^T + B_z M_z + \varepsilon_{zz}^{-1} X E_z^T E_z X \\ + \varepsilon_{zz} H H^T + \eta_{zz}^{-1} M_z^T E_{1z}^T E_{1z} M_z + \eta_{zz} H_1 H_1^T \\ + \mu_{zz}^{-1} X E_{2z}^T E_{2z} X + \lambda_{zz}^{-1} X E_{2z}^T E_{2z} X + 2\alpha X \end{array} \right) & \begin{array}{c} (*) \\ (*) \end{array} & \\ \hline C_z X & \mu_{zz} H_2 H_2^T - I & 0 \\ D_1^T + D_2^T C_z X & 0 & \left( \begin{array}{c} D_2^T D_2 - \gamma^2 I \\ + \lambda_{zz} D_2^T H_2 H_2^T D_2 \end{array} \right) \end{array} \right] < 0 \quad (3.47)$$

Pour aboutir à un problème LMI en les variables recherchées  $X > 0$ ,  $M_i$  et en les variables supplémentaires introduites  $\varepsilon_{ii} > 0$ ,  $\varepsilon_{ij}$ ,  $\eta_{ii} > 0$ ,  $\eta_{ij}$ ,  $\mu_{ii} > 0$ ,  $\mu_{ij}$ ,  $\lambda_{ii} > 0$ ,  $\lambda_{ij} > 0$ ,  $i, j \in \{1, \dots, r\}$ , il suffit d'appliquer le complément de Schur sur les quantités :  $\varepsilon_{zz}^{-1} X E_z^T E_z X$ ,  $\eta_{zz}^{-1} M_z^T E_{1z}^T E_{1z} M_z$ ,  $\mu_{zz}^{-1} X E_{2z}^T E_{2z} X$  et  $\lambda_{zz}^{-1} X E_{2z}^T E_{2z} X$ . Pour réduire le conservatisme des résultats

on peut alors également utiliser le *lemme 3.2* sur  $XA_z^T + A_zX$  en introduisant les variables additionnelles  $\Phi_i, \Psi_i$ , on obtient l'inégalité matricielle (3.35).

### 3.6 Application à la commande en couple d'un moteur à aspiration naturelle

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 commande de la pression collecteur. La seule différence est de considérer comme nouvelle sortie le couple estimé. Cette estimation consiste, tout simplement, à utiliser le modèle statique du couple présenté dans le chapitre précédent.

#### 3.6.1 Modèle moyen pour la commande en couple

Pour calculer la loi de commande en couple du moteur thermique à allumage commandé, la représentation d'état utilisée pour décrire les variations de la pression dans le collecteur d'admission est exploitée. Le vecteur d'état reste alors inchangé et la seule différence avec le modèle, décrit en (3.17) et (3.18), consiste à prendre comme sortie le couple moteur dont les variations sont décrites par un modèle statique (cf. chapitre 2, équation 2.22) de la forme :

$$C_m(t) = F(x_1, x_2, \delta_{al}, \dot{\theta}, \lambda) \quad (3.48)$$

On obtient alors la représentation d'état suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = f_1(x_1, x_2)x_2 - f_2(x_1, \dot{\theta})x_1 \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{\tau_{pap}}(u - x_2) \end{cases} \quad (3.49)$$

$$y = f_3(x_1, x_2, \lambda, \delta_{al}, \dot{\theta})x_2$$

$$\text{avec : } f_3(x_1, x_2, \lambda, \delta_{al}, \dot{\theta}) = \frac{F(x_1, x_2, \lambda, \delta_{al}, \dot{\theta})}{x_2}, \quad \underline{f}_3 \leq f_3(x_1, x_2, \lambda, \delta_{al}, \dot{\theta}) \leq \bar{f}_3.$$

En considérant le modèle (3.49) avec des incertitudes de modélisation sur la constante du temps de la vanne papillon et sur les fonctions  $f_1(x_1, x_2)$  et  $f_2(x_1, \dot{\theta})$ , on obtient un modèle TS incertain de la forme (3.28) avec  $2^3 = 8$  règles floues dont les matrices des modèles linaires sont :

$$\begin{aligned}
 A_1 &= \begin{bmatrix} -\underline{f}_2 & \underline{f}_1 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{pap}} \end{bmatrix}, & B_1 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \tau_{pap} \end{bmatrix}, & A_2 &= \begin{bmatrix} -\underline{f}_2 & \underline{f}_1 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{pap}} \end{bmatrix}, & B_2 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \tau_{pap} \end{bmatrix}, & C_2 &= [0 \quad \bar{f}_3], \\
 A_3 &= \begin{bmatrix} -\underline{f}_2 & \bar{f}_1 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{pap}} \end{bmatrix}, & B_3 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \tau_{pap} \end{bmatrix}, & C_3 &= [0 \quad \underline{f}_3], & \dots, & A_8 &= \begin{bmatrix} -\bar{f}_2 & \bar{f}_1 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{pap}} \end{bmatrix}, & B_8 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \tau_{pap} \end{bmatrix}, \\
 C_8 &= [0 \quad \bar{f}_3], & H &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, & H_1 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, & H_2 &= [0 \quad 0], & E_i &= \begin{bmatrix} 0.1 & 0.1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, & E_{1i} &= 0.3, & E_{2i} &= 0, \\
 D_1 &= \begin{bmatrix} 0.1 \\ 1 \end{bmatrix} & \text{et } D_2 &= 0.1.
 \end{aligned}$$

### 3.6.2 Calcul de la loi de commande en couple

Afin d'annuler les erreurs stationnaires, une structure intégrale est ajoutée comme dans le cas classique, le *Théorème 3.2* est appliqué sur le système avec le vecteur d'état augmenté  $X^T(t) = [x^T(t) \quad x_i^T(t)]$  où  $x^T(t) = [x_1(t) \quad x_2(t)]^T$ , en considérant une consigne nulle et les matrices augmentées telles que :

$$\begin{aligned}
 A'_i &= \begin{bmatrix} A_i & 0 \\ -C_i & 0 \end{bmatrix}, & \Delta A'_i &= \begin{bmatrix} \Delta A_i & 0 \\ -\Delta C_i & 0 \end{bmatrix}, & B'_i &= \begin{bmatrix} B_i \\ 0 \end{bmatrix}, & \Delta B'_i &= \begin{bmatrix} \Delta B_i \\ 0 \end{bmatrix}, & C'_i &= [C_i \quad 0], & \Delta C'_i &= [\Delta C_i \quad 0], \\
 D'_1 &= \begin{bmatrix} D_1 \\ 0 \end{bmatrix}, & D'_2 &= [D_2 \quad 0] & \text{avec } \forall i \in \{1, \dots, 8\}.
 \end{aligned}$$

La loi de commande calculée est de type PDC de la forme (3.34) (cf. figure 3.1) telle que :

$$u(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) [-F_i \quad L_i] \begin{bmatrix} x(t) \\ x_i(t) \end{bmatrix} = -\sum_{i=1}^r h_i(z(t)) \bar{K}_i \bar{X}(t) \quad (3.50)$$

La résolution du problème LMI (3.37)-(3.36) donne les gains de commande suivants :

$$\begin{aligned}
 \bar{K}_1 &= [2,8915 \quad -0,7912 \quad -0,3734], & \bar{K}_2 &= [3,5311 \quad -0,7028 \quad -0,8815] \\
 \bar{K}_3 &= [9,8523 \quad -0,3638 \quad -0,8869], & \bar{K}_4 &= [10,4919 \quad -0,2754 \quad -1,3951] \\
 \bar{K}_5 &= [14,1613 \quad -0,0992 \quad -1,2048], & \bar{K}_6 &= [14,8009 \quad -0,0108 \quad -1,7130] \\
 \bar{K}_7 &= [21,1221 \quad 0,3282 \quad -1,7184], & \bar{K}_8 &= [21,7617 \quad 0,4166 \quad -2,2266]
 \end{aligned} \quad (3.51)$$

avec un taux de décroissance fixé à  $\alpha = 2$  et une borne maximale du critère  $H_\infty$  égale à  $\gamma=0.6$ . Ces résultats sont choisis de manière à avoir un bon comportement transitoire de la réponse en couple.

### 3.6.3 Résultats de simulation

La dynamique du vilebrequin du moteur thermique à allumage commandé est régie par le principe fondamental de la dynamique :

$$\ddot{\theta}(t) = \frac{1}{I_m}(C_m - C_r) \quad (3.52)$$

avec  $I_m$  le moment d'inertie des pièces en mouvement (vilebrequin, bielle, ...) et  $C_r$  le couple résistant englobant les différentes pertes et le couple de charge.

L'application de la loi de commande (3.50) avec les gains (3.51) au système (3.49) permet d'obtenir les résultats de simulation donnés par la figure 3.17 à figure 3.20 suivantes.

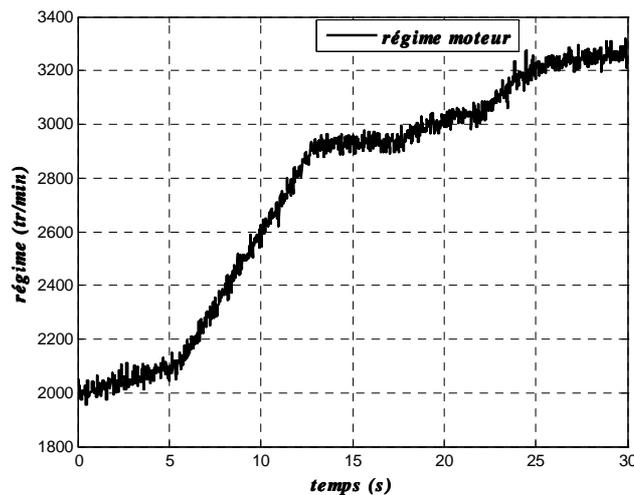


Figure 3.17. Variation du régime moteur

Les figure 3.17 et figure 3.18 représentent respectivement les variations du régime moteur et de la pression collecteur.

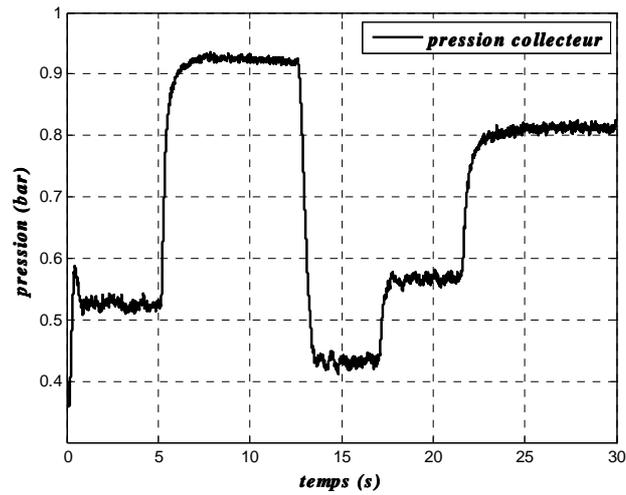


Figure 3.18. Variation de la pression dans le collecteur d'admission

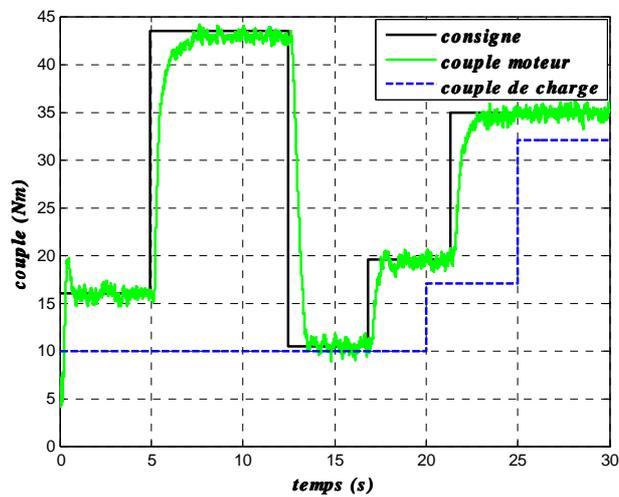


Figure 3.19. Suivi de consigne en couple moyen du moteur thermique

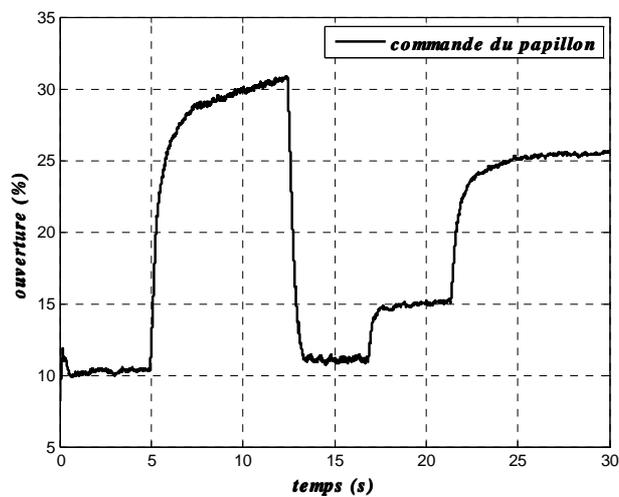


Figure 3.20. Variations de la commande de la vanne papillon d'air motorisée

Le résultat de la figure 3.19, montre un bon suivi de consigne en couple moteur. En matière de temps de réponse, il est de l'ordre d'une seconde. Le dépassement est nul ce qui est synonyme d'un bon confort de conduite. Au niveau de la commande, les sollicitations (figure 3.20) de l'actionneur sont acceptables et ne saturent pas ce dernier.

### 3.7 La régulation de la richesse du mélange air-essence

Un des points sensibles dans la commande des moteurs à allumage commandé est la régulation de la richesse. Pour rappel, la richesse est définie comme étant le rapport entre la quantité d'air frais et la quantité d'essence injectée dans chaque cylindre au coefficient stœchiométrique près. Cette grandeur caractérise la qualité de la combustion, ainsi que les performances du moteur en matière de consommation de carburant et de production d'émissions polluantes. La technologie des pots catalytiques impose un fonctionnement optimal pour une richesse maintenue à  $1(\pm 5\%)$ . De manière générale, la régulation de la richesse du mélange air/essence dans un moteur à allumage commandé, est réalisée en agissant sur l'injection d'essence dans les cylindres. La dynamique de l'essence est décrite par un modèle non linéaire. Ce modèle est caractérisé par un retard variable dû principalement au temps mort des injecteurs et à la position de la sonde de mesure de la richesse qui est placée à la sortie du collecteur des gaz d'échappement.

Les travaux présentés dans la suite s'intéressent à ce problème en utilisant les résultats récents obtenus sur les modèles TS à retards.

#### 3.7.1 Formulation du problème TS à retards

Dans ce contexte de nombreux travaux sont parus ces dernières années. Après des premiers travaux traitant de retards constants /Cao & Frank 2000/ l'intérêt s'est porté sur des modèles TS à retards variables. Sans être exhaustif on peut distinguer deux classes principales de résultats. La première concerne les conditions indépendantes du retard /Wang *et al.*, 2004/ et donc conservatives. La seconde s'intéresse à déterminer des conditions qui dépendent du retard, soit en considérant que la dérivée du retard existe /Guan & Chen 2004/ ou plus récemment indépendamment de cette condition (les bornes du retard suffisent) /Lin *et al.*, 2006/ /Tian & Peng, 2006/.

Au vu du modèle utilisé dans le contexte de la régulation de richesse, ce sont ces travaux récents qui ont retenu notre attention. Notons, qu'une première étude a été réalisée dans /Lauber, 2003/. Elle utilise un résultat de /Cao & Franck, 2000/ qui donne des résultats

plus conservatifs. Le modèle TS considéré permet la prise en compte de retards sur l'état et sur les entrées. Il s'écrit avec les mêmes définitions que précédemment :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) (A_i x(t) + D_i x(t - \tau_i(t)) + B_i u(t) + E_i u(t - \tau_i(t))) \\ x(t) = \phi(t), \quad t \in [-\tau, 0] \\ y(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) C_i x(t) \end{cases} \quad (3.53)$$

et  $\tau_i(t)$ ,  $i \in \{1, \dots, r\}$  sont des fonctions continues de  $t$ ,  $\tau$  est une borne supérieure des retards ( $\tau_i(t) \leq \tau$ ). Le résultat suivant /Lin *et al.*, 2006/ donne des conditions de stabilisation LMI pour les modèles (3.53).

*Théorème 3.3* /Lin *et al.*, 2006/

La loi de commande PDC (3.34) stabilise le modèle TS à retards (3.53) s'il existe des matrices  $X > 0$ ,  $U_i > 0$ ,  $V_i > 0$ ,  $W_i > 0$ ,  $S_i > 0$  et  $M_i$   $i \in \{1, \dots, r\}$ , telles que les conditions LMI suivantes soient satisfaites pour  $i, j, k, l \in \{1, \dots, r\}$ ,  $i < j$  :

$$(A_i + D_i)X - B_i M_i + (*) + \tau D_i (U_i + V_i + W_i) D_i^T + E_i S_i E_i^T + (3\tau + 1)X < 0 \quad (3.54)$$

$$\begin{aligned} & (A_i + D_i + A_j + D_j)X - B_j M_i - B_i M_j + (*) \\ & + \tau D_i (U_i + V_i + W_i) D_i^T + \tau D_j (U_j + V_j + W_j) D_j^T + E_i S_i E_i^T + E_j S_j E_j^T + 2(3\tau + 1)X \leq 0 \end{aligned} \quad (3.55)$$

$$\begin{bmatrix} -X & (*) \\ A_k X - B_k M_l & -U_i \end{bmatrix} \leq 0, \begin{bmatrix} -X & (*) \\ D_k X & -V_i \end{bmatrix} \leq 0, \begin{bmatrix} -X & (*) \\ E_k M_l & -W_i \end{bmatrix} \leq 0, \begin{bmatrix} -X & (*) \\ M_l & -S_i \end{bmatrix} \leq 0 \quad (3.56)$$

De plus si les LMI sont satisfaites les gains de la loi PDC sont donnés par :  $F_z = M_z X^{-1}$ .

La preuve est basée sur une fonction de Lyapunov quadratique classique, l'utilisation du théorème de Razumikhin, un nouveau type de majoration et une réécriture des modèles en utilisant la formule de Newton-Leibniz. Par exemple, dans le cas de (3.53) en boucle fermée :

$$\dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i h_j (\bar{A}_{ij} x(t) + D_i x(t - \tau_i(t))) - \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i h_j (t - \tau_i(t)) E_i F_j x(t - \tau_i(t)) \quad (3.57)$$

avec  $\bar{A}_{ij} = A_i - B_i F_j$ . En utilisant Newton-Leibniz il vient :

$$\dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i h_j \left( (\bar{A}_{ij} + D_i) x(t) - D_i \int_{t-\tau_i(t)}^t \dot{x}(s) ds \right) - \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i h_j (t - \tau_i(t)) E_i F_j x(t - \tau_i(t)).$$

## 3.7.2 Obtention du modèle TS et de la loi de commande PDC associée

A partir des équations (2.48)-(2.50) du chapitre 2, le modèle de l'admission d'essence est mis sous la forme suivante :

$$\begin{cases} \dot{\lambda}_{cyl}(t) = f(\cdot)\lambda_{cyl}(t) + g(\cdot)u(t) \\ \dot{\lambda}(t) = -\frac{1}{\tau_\lambda}\lambda(t) + \frac{1}{\tau_\lambda}\lambda_{cyl}(t - \tau(N_e(t))) \end{cases} \quad (3.58)$$

avec  $\lambda(t)$  est la mesure de la richesse (sonde d'oxygène),  $\tau_\lambda$  est sa constante de temps et  $\tau(N_e(t))$  est un retard variable qui dépend du régime moteur. Les fonctions non linéaires  $f(\cdot)$

et  $g(\cdot)$  considérées sont respectivement :  $f(\cdot) = \left( -\frac{1}{\tau_f} - \frac{\dot{m}_{cyl}}{m_{cyl}} \right)$  et  $g(\cdot) = \frac{\lambda_s \chi}{\tau_f \dot{m}_{cyl}}$ . Elles sont

bornées et connues et vérifient :  $\underline{f} \leq f(\cdot) \leq \bar{f}$  et  $\underline{g} \leq g(\cdot) \leq \bar{g}$ , avec  $\underline{f} = -3$ ,  $\bar{f} = -0,5$ ,

$\underline{g} = 0,3$  et  $\bar{g} = 3$ . La fonction  $\dot{m}_{cyl}(t)$  représente le débit massique d'air admis dans les

cylindres,  $\chi$  est la fraction d'essence admise directement dans les cylindres sous forme liquide (choisie constante  $\chi = 0,65$ ), la constante de temps du phénomène de mouillage est

$\tau_f = 0,6 s$ , et enfin le rapport air /essence du mélange stœchiométrique  $\lambda_s$  est pris égal à

14,67. L'entrée de commande est  $u(t) = \dot{m}_{fi}(t)$  qui est le débit massique des injecteurs.

Une approximation du retard variable  $\tau(N_e(t))$  est donnée par une relation de la forme /Hendricks & Luther, 2001/ :

$$\tau(N_e(t)) = \frac{60}{N_e(t)} \left( 1 + \frac{1}{n_{cyl}} \right) \quad (3.59)$$

avec  $n_{cyl}$ , le nombre de cylindres du moteur considéré.

Pour obtenir le modèle flou TS du système d'équations différentielles (3.58), les deux non linéarités  $f(\cdot)$  et  $g(\cdot)$  sont alors découpées en utilisant la méthode décrite dans le

paragraphe 3.4.1 sur le principe de l'équation (3.19). Le modèle (3.58) peut alors s'écrire sous

la forme (3.53). Une structure intégrale avec l'état augmenté  $X = [\lambda_{cyl}(t) \quad \lambda(t) \quad x_I(t)]^T$  est

ajoutée afin d'annuler les erreurs stationnaires. Les matrices utilisées alors pour calculer la loi de commande PDC à l'aide du *Théorème 3.3* prennent la forme suivante :

$$\begin{aligned}
 A_1 = A_2 &= \begin{bmatrix} \underline{f} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_\lambda} & 0 \\ 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}, & A_3 = A_4 &= \begin{bmatrix} \bar{f} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_\lambda} & 0 \\ 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}, & C_1 = C_2 = C_3 = C_4 &= [0 \quad 1 \quad 0] \\
 B_1 = B_3 &= \begin{bmatrix} \underline{g} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, & B_2 = B_4 &= \begin{bmatrix} \bar{g} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, & D_1 = D_2 = D_3 = D_4 &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{\tau_\lambda} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, & E_1 = E_2 = E_3 = E_4 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.
 \end{aligned}$$

Pour une borne supérieure du retard  $\tau$  de  $40 \text{ ms}$  (qui correspond environ à un régime de  $1800 \text{ tr. min}^{-1}$ ), les gains obtenus à l'aide du *théorème 3.3* sont :

$$\begin{bmatrix} \bar{K}_1 \\ \bar{K}_2 \\ \bar{K}_3 \\ \bar{K}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3,73 & 0,33 & -5,95 \\ 3,56 & 0,32 & -5,15 \\ 5,54 & 0,17 & -5,91 \\ 5,53 & 0,16 & -5,95 \end{bmatrix} \quad (3.60)$$

Rappelons que l'objectif est de régler la richesse  $\lambda(t)$  à 1. Cette commande doit permettre d'assurer la stabilité de la boucle fermée en présence du retard variable. De plus, les variations de l'admission d'air perçues, dans ce cas, comme une perturbation sur la boucle de régulation, doivent être compensées. Dans la suite, un résultat obtenu en simulation est proposé.

### 3.7.3 Résultats de simulation

Divers essais ont été réalisés pour valider la loi de commande obtenue et parmi ceux-ci, nous présentons figure 3.21 à figure 24 un essai effectué pour un régime  $N_e(t)$  qui varie entre  $1800 \text{ tr. min}^{-1}$  et  $3000 \text{ tr. min}^{-1}$ . La figure 3.21 représente la richesse mesurée, et la figure 3.22 montre l'évolution de la commande d'injection d'essence associée. La figure 3.23 représente les variations du débit d'air injecté dans les cylindres et la figure 3.24 correspond aux variations du retard sur la mesure de la richesse.

Les variations brutales au niveau de l'admission d'air (figure 3.23) peuvent correspondre à des changements de consigne de l'air traduisant une demande en couple du conducteur au niveau de la pédale d'accélérateur. Malgré ces perturbations appliquées aux instants 10 et 20 s, et la variation du retard sur la mesure de la richesse (figure 3.24), la régulation développée permet de maintenir la richesse autour de la valeur 1 ( $\pm 5\%$ ).

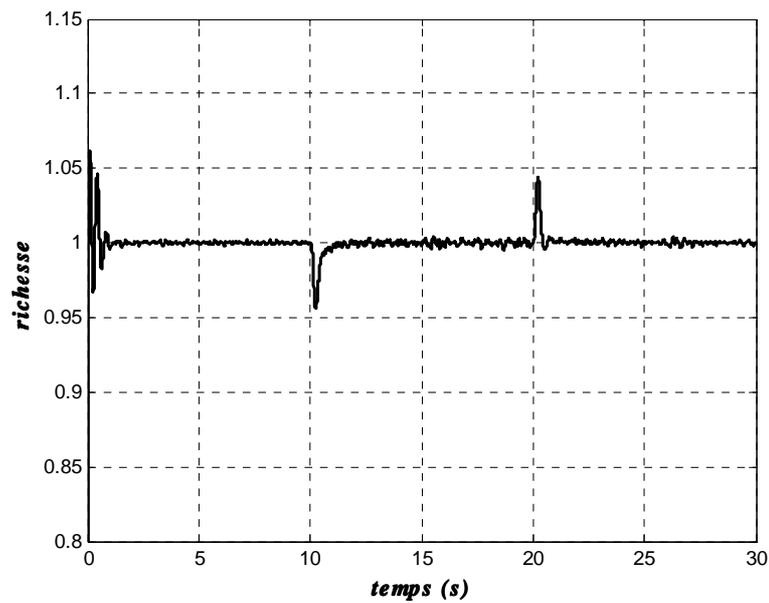


Figure 3.21 : régulation de la richesse (bruits + perturbations)

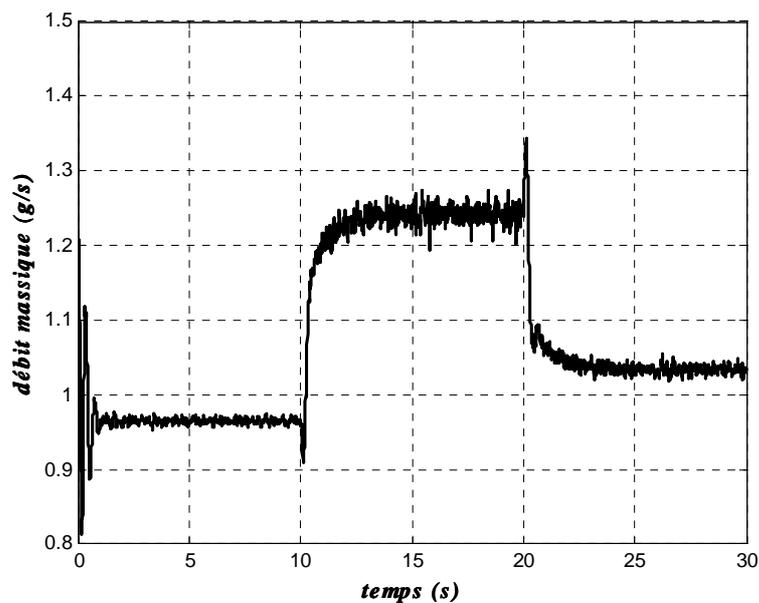


Figure 3.22. Commande associée

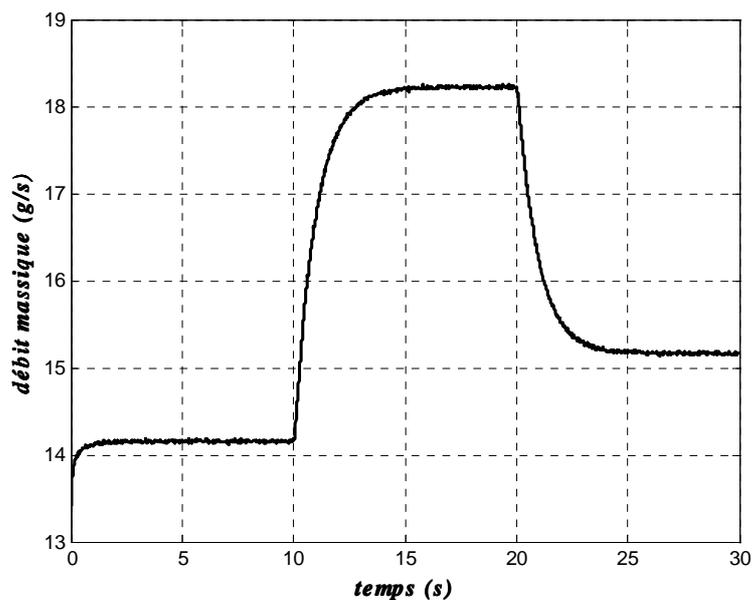


Figure 3.23. Débit entrant dans les cylindres (perturbation)

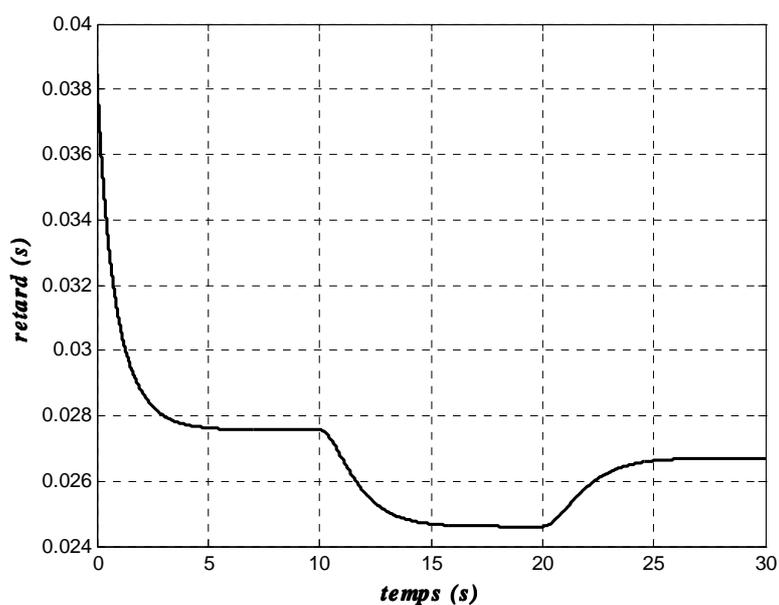


Figure 3.24. Évolution du retard variable sur la mesure de la richesse

Cependant, dans des conditions réelles de fonctionnement l'état n'est pas totalement accessible, il est alors nécessaire d'ajouter un observateur à la structure précédemment présentée. Dans ce cas, le principe de séparation (commande + observateur) n'est pas applicable et il n'existe pas, à notre connaissance, de conditions permettant de vérifier la stabilité globale de la boucle fermée dans le cadre de retards variables. En outre, notons qu'un résultat qui semble meilleur est disponible aujourd'hui pour ce type de modèle /Tian & Peng,

2006/. Il permet notamment de prendre en compte des incertitudes de modélisation (par exemple, les variations de  $\chi$  et  $\tau_f$  en fonction du régime). Son utilisation est cependant très lourde car les conditions mises en œuvre utilisent de nombreuses matrices additionnelles.

### 3.8 Conclusion

Dans cette partie, différentes applications de lois de commande robustes sur le circuit d'air d'un moteur thermique à allumage commandé avec et sans suralimentation en air ainsi que la régulation de la richesse ont été présentées. L'objectif est, bien sûr, d'agir sur les performances du moteur en matière de variations du couple fourni, de consommation de 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 deux versions, classique et robuste avec critère de performance  $H_\infty$  ont été utilisées. Les principaux avantages de cette méthode sont, d'une part, son applicabilité à une large classe de systèmes non linéaires et d'autre part l'aspect systématique de sa synthèse par LMI.

La stratégie de commande adoptée permet donc une certaine flexibilité et une robustesse au niveau de la commande. En premier lieu, le passage d'un moteur à aspiration naturelle à un moteur turbocompressé n'a demandé que de légères adaptations pour la commande du papillon. De plus, pour la commande de la vanne de décharge, le fait que les calculs des deux commandes des actionneurs soient indépendants l'un de l'autre permet de tester de nouvelles méthodes de commande sans modifications majeures.

Concernant la commande de l'injection d'essence, le résultat présenté n'est qu'une première étape vers la conception d'une régulation de la richesse. Le retard variable, ainsi que la dynamique du capteur de richesse ont été pris en compte dans la synthèse d'une loi de commande PDC avec structure intégrale pour un modèle TS à retard variable. Les résultats obtenus sont prometteurs, néanmoins pour exploiter cette commande en temps réel, un observateur doit être introduit dans la structure de commande.

Dans le chapitre suivant, la mise en œuvre sur le banc d'essais de certaines lois de commande synthétisées dans cette partie, est présentée.



## Table des Matières

<b>4</b>	<b><i>Processus et résultats expérimentaux</i></b> .....	<b>- 114 -</b>
<b>4.1</b>	<b>Introduction</b> .....	<b>- 114 -</b>
<b>4.2</b>	<b>Le banc d'essais moteur</b> .....	<b>- 115 -</b>
<b>4.3</b>	<b>Principe de la commande du circuit d'air</b> .....	<b>- 118 -</b>
<b>4.4</b>	<b>Commande en pression collecteur dans le cas de moteur atmosphérique</b> .....	<b>- 119 -</b>
<b>4.5</b>	<b>Suivi de consigne en couple</b> .....	<b>- 123 -</b>
<b>4.6</b>	<b>Commande du moteur avec turbocompresseur</b> .....	<b>- 127 -</b>
4.6.1	Commande linéaire de la vanne de décharge .....	- 128 -
4.6.2	Commande non linéaire de la vanne de décharge .....	- 130 -
<b>4.7</b>	<b>Conclusion</b> .....	<b>- 132 -</b>

## 4 Processus et résultats expérimentaux

### 4.1 Introduction

Cette partie est consacrée à la présentation du processus expérimental et à la mise en œuvre de lois de commande, présentées précédemment, sur le banc d'essai.

Les résultats de ce travail entrent dans le cadre d'une collaboration (figure 4.1) entre l'équipe MCS (Commande des Systèmes Complexes) du LAMIH UMR CNRS 8530 de l'université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis (UVHC) et l'équipe MCI (Moteurs à Combustion Interne) du LME (Laboratoire de Mécanique Energétique) de l'université d'Orléans.

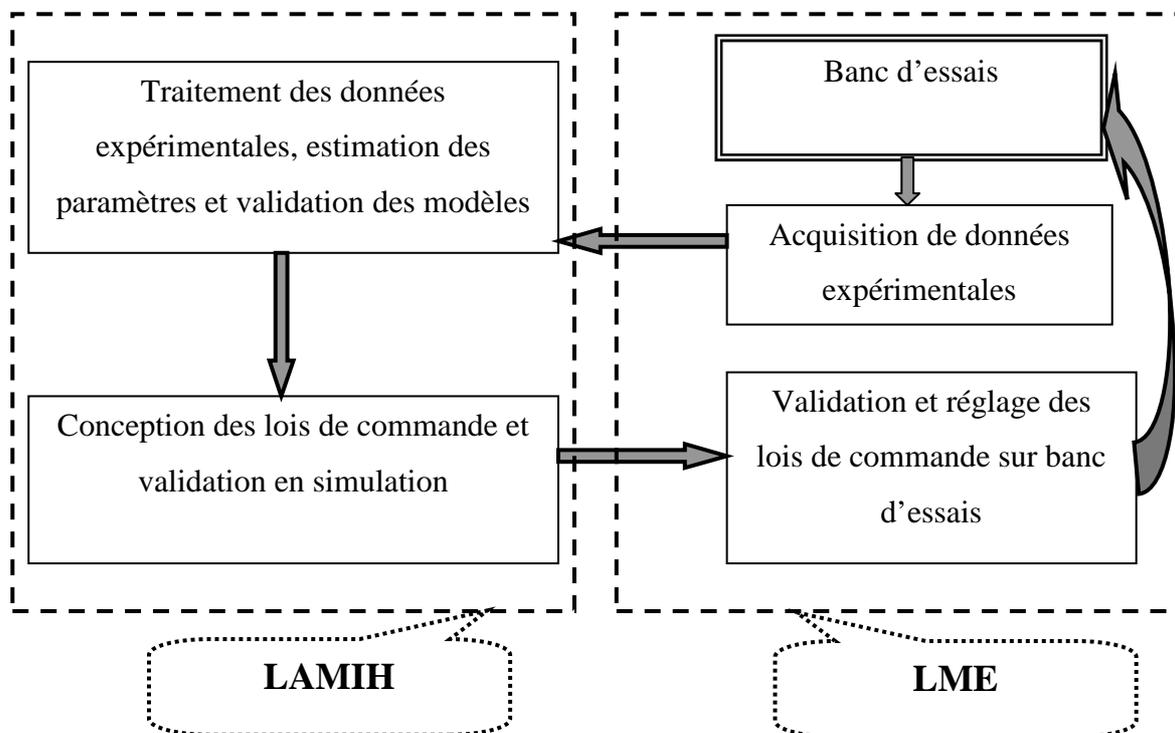


Figure 4.1. Différentes étapes de travail pour la mise en œuvre des lois de commande

L'accès aux moyens d'essais étant limité, les parties identification des modèles de contrôle ainsi que la conception des lois de commande ont par conséquent été effectuées hors-ligne au sein du LAMIH. Après une première validation des lois de commande en simulation, en utilisant les modèles identifiés, une seconde phase de validation est réalisée sur le modèle complet du moteur fourni par le LME (figure 4.2). Ce contrôle, programmé dans l'environnement Matlab®/Simulink®, est utilisé par défaut et offre une très bonne flexibilité

puisque une ou plusieurs des commandes des actionneurs du moteur peuvent être remplacées par de nouveaux algorithmes de commande par simple ajout de blocs Simulink® et sans aucun autre changement de la structure globale du contrôle global d'origine.

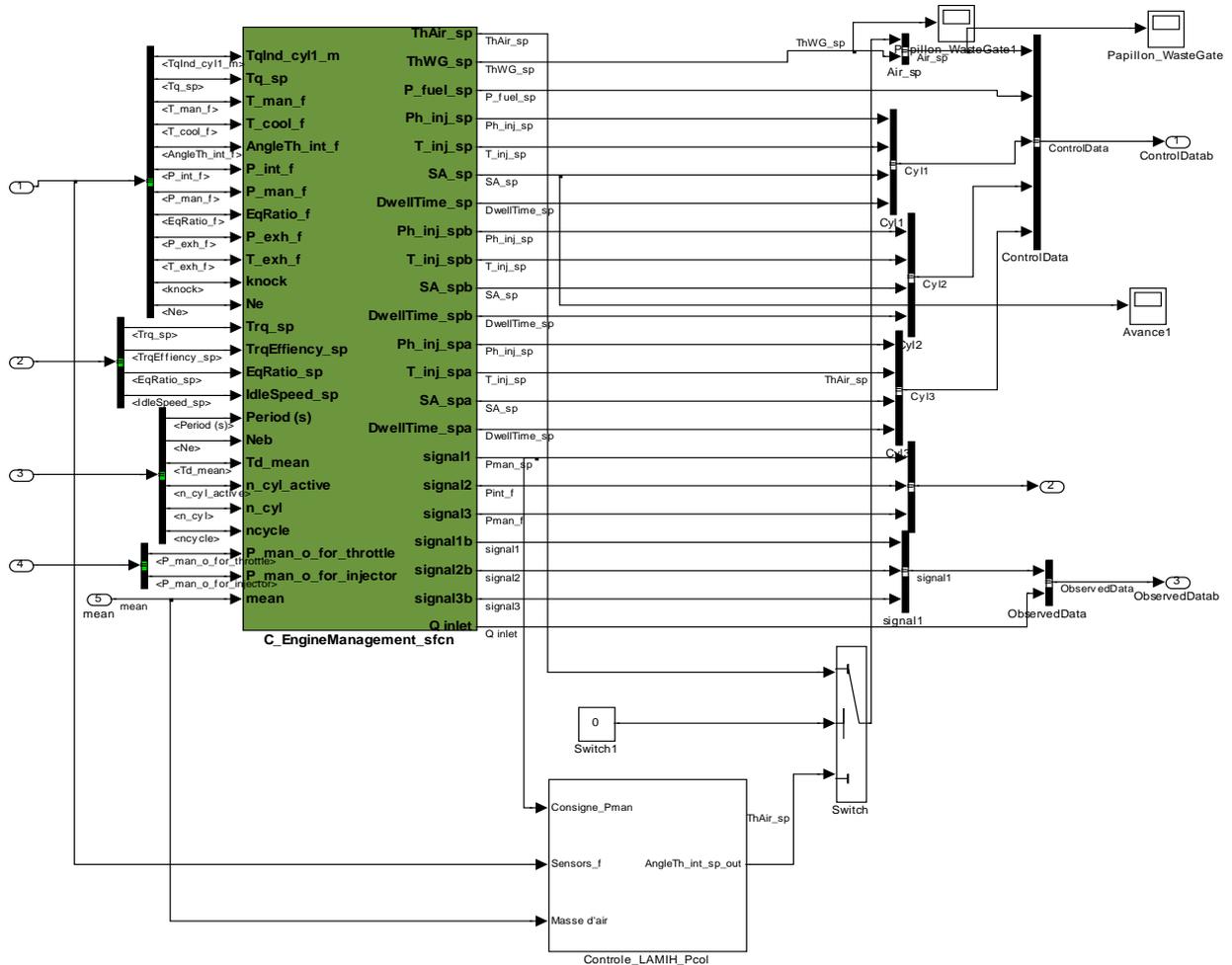


Figure 4.2. Schéma Simulink® du contrôle moteur

Il à noter que le banc d'essais moteur et le contrôle associé (par défaut) ont été déjà utilisés dans le cadre des travaux de thèse de G. Colin /Colin, 2006/ qui traite aussi de la commande du circuit d'air du moteur.

## 4.2 Le banc d'essais moteur

Le banc d'essais moteur (figure 4.3) se compose de cinq parties principales /Colin, 2006/ :

- *Le PC hôte* : C'est un PC qui peut être considéré comme un étage de supervision. Il comporte l'interface homme-machine qui permet de faciliter l'utilisation du banc (figure 4.3). Cette interface permet à l'utilisateur de visualiser, en temps réel, l'évolution des différentes variables mesurées (pressions, température, richesse,...)

ainsi que les commandes associées. Il est possible, aussi à travers cette interface, d'agir sur les profils de consigne désirés. D'un autre côté, ce PC est utilisé pour sauvegarder les données issues des différents essais et pour communiquer, par réseau TCP-IP (grâce à un logiciel dédié) avec le PC cible qui exécute le programme de contrôle.

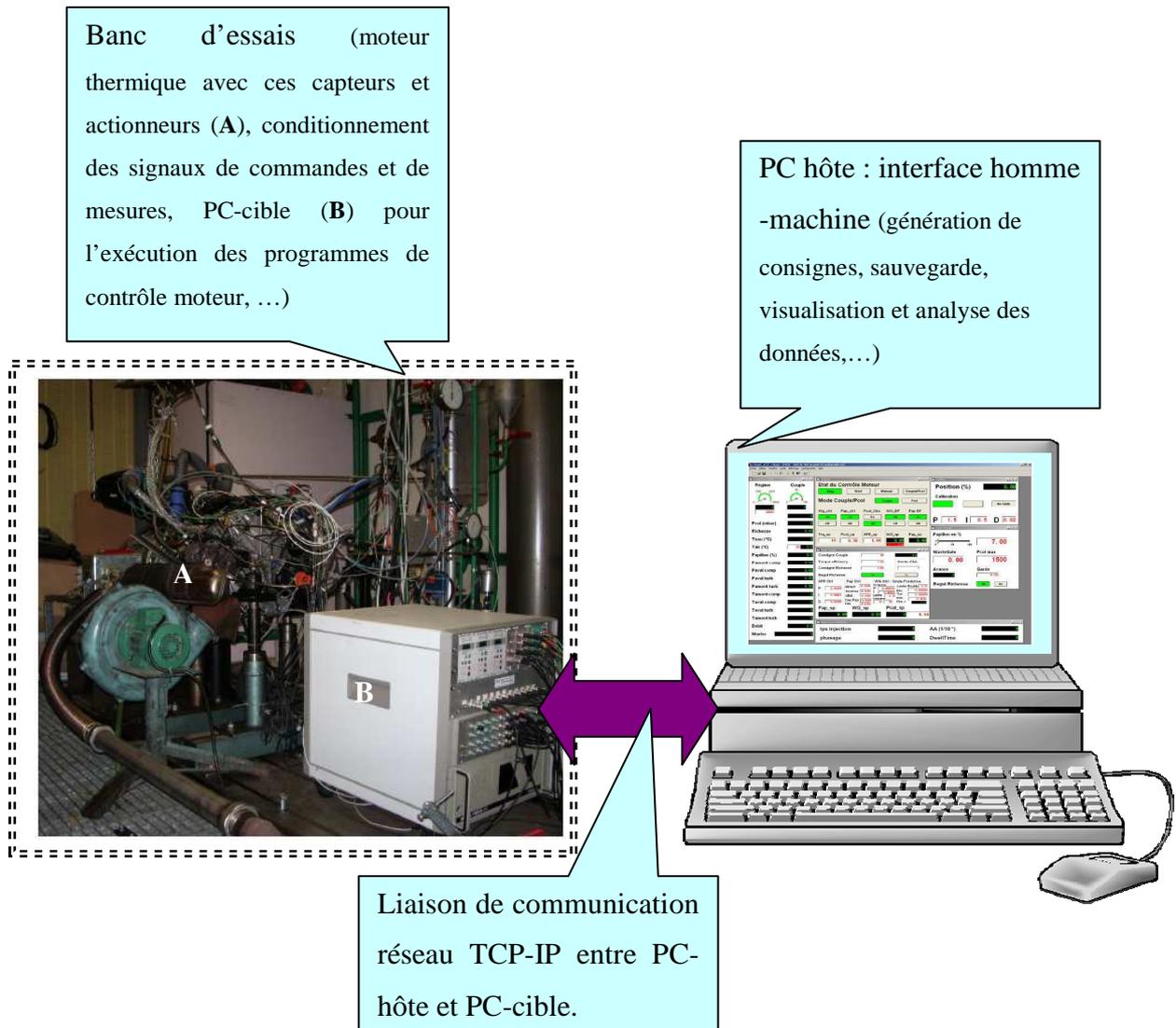


Figure 4.3. Configuration du banc d'essais moteur

- *Le PC cible* : un PC industriel du type ACEBOX (Automotive Control Embedded Based On Xpctarget) contient des cartes permettant, en même temps, de générer des signaux de commande séquencés pour le moteur (injection, allumage, papillon, etc. . .) et d'assurer l'acquisition des données issues des capteurs. Le programme de contrôle, initialement existant au niveau du PC hôte sous forme d'un programme Matlab®/Simulink®, est compilé puis chargé vers le PC cible via la boîte à outils Matlab-RTW (Real Time Workshop).

- *L'interface de puissance* : une interface électronique permet le conditionnement des signaux de commande et de mesure.
- *Séquencement* : un étage électronique permet le séquencement du contrôle moteur réalisé grâce à un codeur optique et aux mesures relatives au vilebrequin du moteur thermique (PMH, régime, position angulaire).
- *Un moteur thermique MCC Smart* : un moteur à cylindrée réduite (downsized) dont les caractéristiques sont fournies dans le tableau 4.1. Ce moteur est équipé de différents actionneurs (vanne papillon, turbocompresseur, injecteur d'essence, bougies d'allumage, ...) et de plusieurs capteurs pour mesurer les différentes variables du moteur (pressions, températures (gaz, eau, ...), positions angulaires, vitesses angulaires, ...). Le couple moyen est estimé à partir de la mesure de couple provenant du frein moteur.

MOTEUR (essence)	MCC Smart injection indirecte multipoints essence (2 soupapes par cylindre)
Cylindrée	0,599 litre
Nombre de cylindres	3 cylindres en ligne
Puissance Max ( $Kw.Hp^{-1}$ )	40/55 à 5250 $tr.min^{-1}$
Couple max	88 Nm
Rapport de compression	10:1
Distribution	Fixe
Turbocompresseur	Garrett GT12 (turbine à géométrie fixe)

Tableau 4.1 . caractéristiques du moteur thermique utilisé

La configuration du banc moteur avec son système de prototypage rapide rend le passage de la phase de conception à l'implémentation des lois de commande et des observateurs à base de modèle relativement aisée. Ce système permet aussi un gain de temps appréciable grâce aux possibilités d'accès en temps réel aux paramètres du contrôle moteur pour affiner leurs réglages. En outre, la possibilité d'utiliser des périodes d'échantillonnage assez faibles (jusqu'à 0,5 ms) permet une implémentation directe des lois de commande qui sont calculées en temps continu. En contrepartie, vu les valeurs des périodes d'échantillonnage, certaines mesures issues du banc d'essais sont filtrées pour éviter les éventuels effets néfastes de bruits de mesure.

Dans la suite, les résultats expérimentaux relatifs aux tests de différentes lois de commande (dont certaines ont été présentées dans le chapitre précédent) sont exposés. Le réglage des lois de commande PDC peut-être effectué de deux façons. La première consiste à résoudre l'un des problèmes LMI présenté dans le chapitre précédent. La seconde consiste à ne vérifier que la stabilité de la boucle a posteriori. Dans ce cas les gains de commande sont calculés indépendamment du problème LMI (placement de pôles, minimisation d'un critère quadratique pour chaque modèle linéaire, ...) pour permettre d'introduire de façon « locale » des performances, seule l'existence de la matrice commune  $P > 0$  de la fonction de Lyapunov quadratique est vérifiée. Enfin, les commandes de l'injection d'essence et de l'avance à l'allumage sont assurées par le contrôle moteur déjà existant.

### 4.3 Principe de la commande du circuit d'air

Dans le cas d'un moteur, considéré dans son environnement classique sur un véhicule de série, la commande de l'admission d'air correspond à une réponse à la consigne exprimée par le conducteur via la pédale d'accélération. Cette action correspond à une demande en couple. La demande en couple est alors transformée en différentes consignes envoyées vers les actionneurs du moteur, prenant en compte les conditions de fonctionnement globales du moteur et du véhicule. La figure 4.4 présente un schéma de principe d'un contrôle moteur d'automobile.

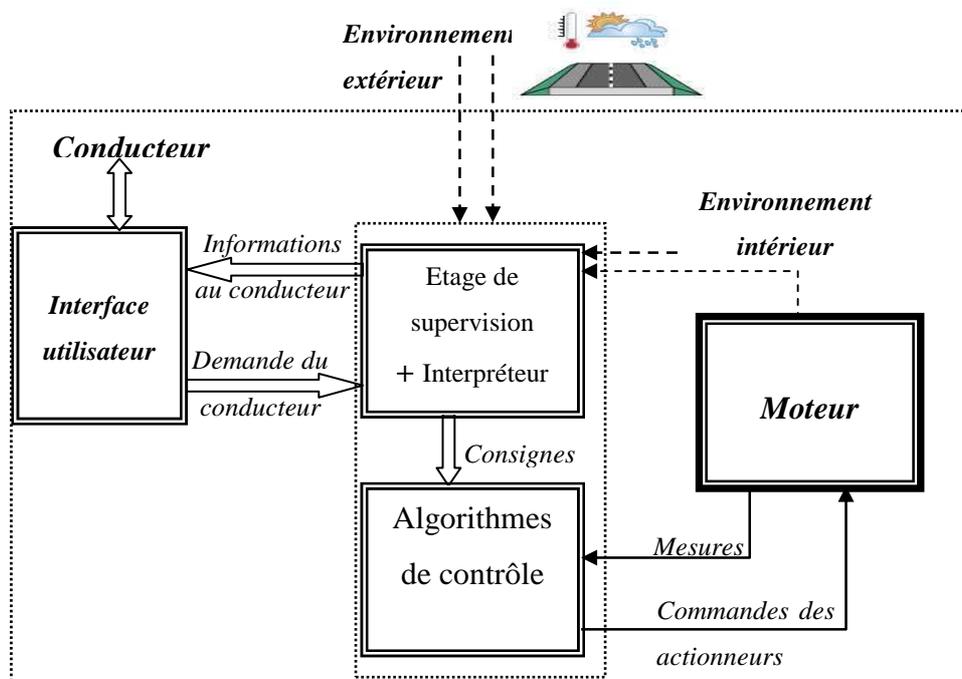


Figure 4.4. Principe de contrôle moteur dans l'environnement automobile

Donc pour réaliser la commande du circuit d'air, la demande du conducteur est transformée, soit directement en une consigne de couple moyen, si cette variable est connue (mesurée sur banc ou estimée), soit en utilisant une variable intermédiaire, comme la pression dans le collecteur d'admission (qui est une image du remplissage en air). Ces deux solutions font l'objet de la suite de ce chapitre.

#### 4.4 Commande en pression collecteur dans le cas de moteur atmosphérique

Dans cette partie, la commande floue présentée et validée en simulation dans le chapitre précédent (PDC avec les gains de l'équation 3.20), est implémentée en temps réel. La loi de commande obtenue initialement a permis d'assurer le suivi de la consigne de pression collecteur dès les premiers essais mais avec des dépassements relativement importants dans certaines zones de fonctionnement. Ces derniers n'apparaissaient pas sur les essais en simulation (cf. Chapitre 3) et sont dus aux imprécisions de modélisation de la pression dans le collecteur d'admission. Pour remédier à ce problème, de nouveaux gains de commande ont été calculés en ajoutant des incertitudes paramétriques (les mêmes que celles utilisées dans le cas de la commande en couple (équations 3.49 et 3.50)). Le problème de commande ainsi obtenu est résolu en utilisant l'algorithme de commande robuste (*Théorème 3.2*) /Lauber *et al*, 2005/ /Khiar *et al*, 2007a/. Les nouveaux gains de commande, dont les valeurs sont sensiblement réduites, sont :

$$\begin{bmatrix} \bar{F}_1 & \bar{F}_3 \\ \bar{F}_2 & \bar{F}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,1 & -0,8 & -27,3 & -0,5 & -0,8 & -17,5 \\ 52,9 & 2,6 & -903,8 & 52,3 & 2,5 & -894 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

avec la borne supérieure de l'atténuation  $H_\infty$  égale à  $\gamma=0,015$  et le taux de décroissance  $\alpha=2,68$ . Les paramètres de la commande ont été obtenus après plusieurs essais successifs afin d'avoir un bon suivi de consigne avec un transitoire assez rapide et un minimum de dépassement de consigne.

Plusieurs essais de validation sur le banc d'essais sont alors effectués pour différents points de fonctionnement et différents profils de la consigne de pression. L'objectif est de faire suivre à la pression dans le collecteur d'admission d'air une variation de consigne avec un temps de réponse assez faible et un minimum de dépassement, pour améliorer l'agrément de conduite. Les figure 4.5 et figure 4.6 montrent un suivi de consigne en pression collecteur

pour un régime moteur de  $2500 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$ . Les figure 4.7 et figure 4.8 correspondent à un suivi de consigne en pression collecteur pour un régime moteur de  $3500 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$ .

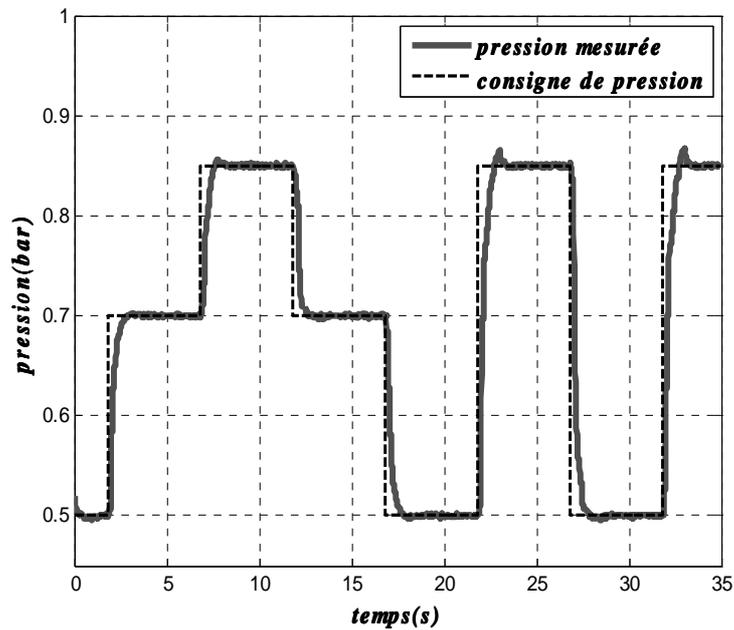


Figure 4.5. Suivi de consigne de la pression collecteur ( $2500 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$ )

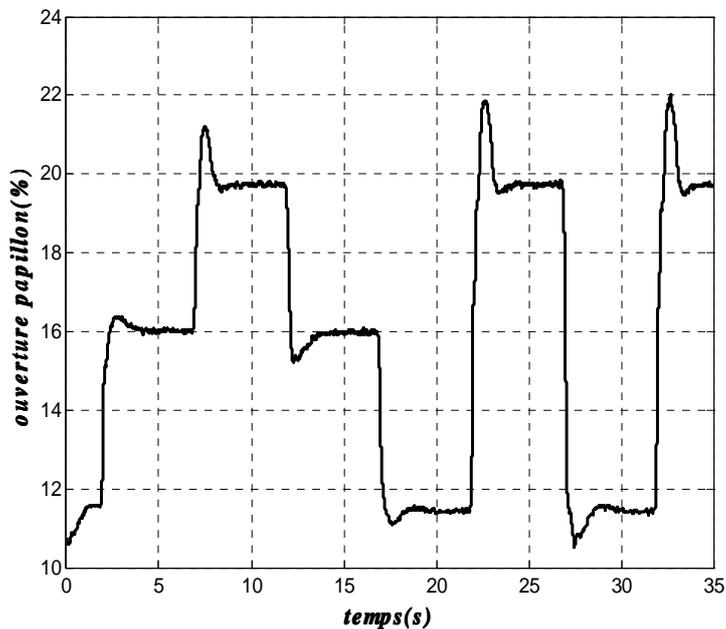


Figure 4.6. Variations de l'ouverture du papillon motorisé ( $2500 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$ )

La figure 4.5 montre le suivi de consigne en pression avec en trait pointillé la consigne et en trait plein la mesure de pression collecteur. Le temps d'établissement ( $\approx 95\%$  de la valeur finale) est inférieur à  $0.8 \text{ s}$  et le dépassement relativement faible. De plus, la figure 4.6 montre que l'actionneur papillon n'est pas trop sollicité par la commande. Le résultat obtenu

montre donc un bon compromis entre temps de réponse, dépassement et gestion de l'actionneur.

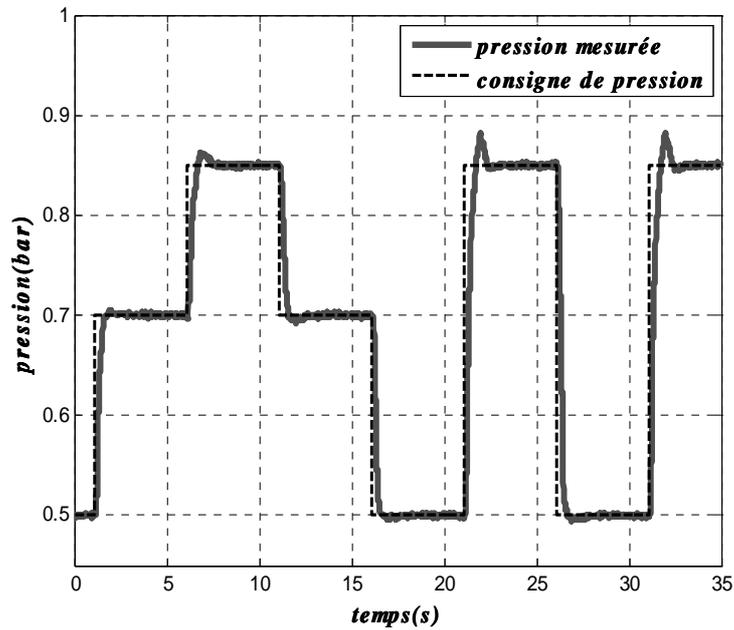


Figure 4.7. Suivi de consigne de la pression collecteur ( $3500 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$ )

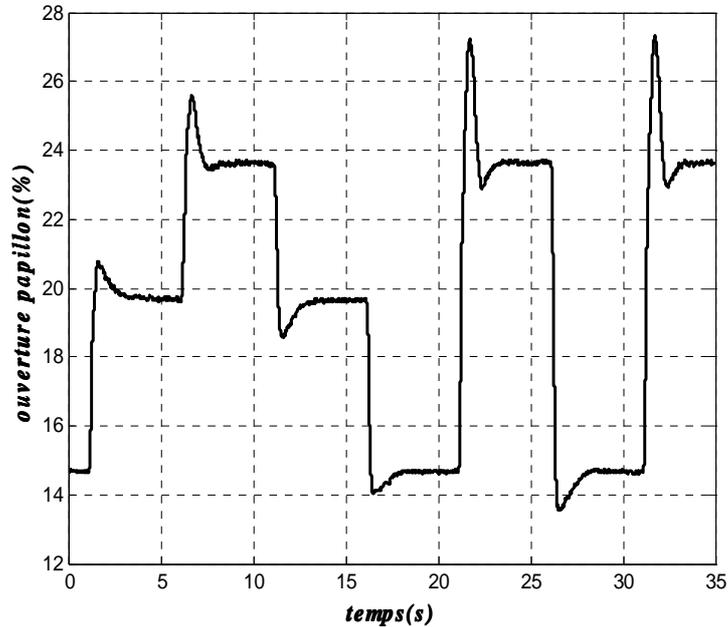


Figure 4.8. Variations de l'ouverture du papillon motorisé ( $3500 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$ )

Cet essai présente des performances comparables au cas précédent à  $2500 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$  avec un dépassement un peu plus élevé. Il permet de vérifier la validité de la loi de commande pour un régime assez élevé.

De bonnes performances en suivi de consigne de la pression collecteur conduisent à un bon comportement du couple moyen fourni par le moteur. Donc, un faible dépassement de la pression collecteur permet d'assurer un meilleur confort de conduite dans des conditions réelles de fonctionnement. Les figure 4.9 et figure 4.10 montrent l'influence des variations de la pression collecteur sur celles du couple moteur fourni au niveau du vilebrequin.

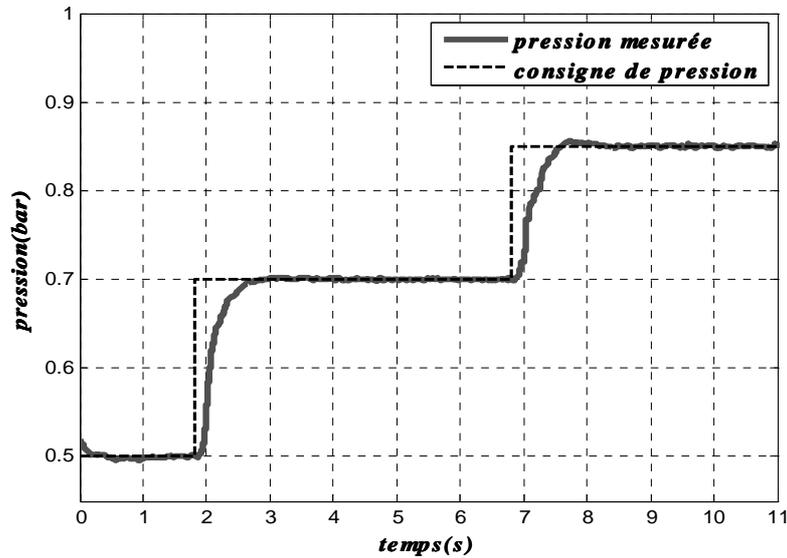


Figure 4.9. Suivi de consigne en pression collecteur

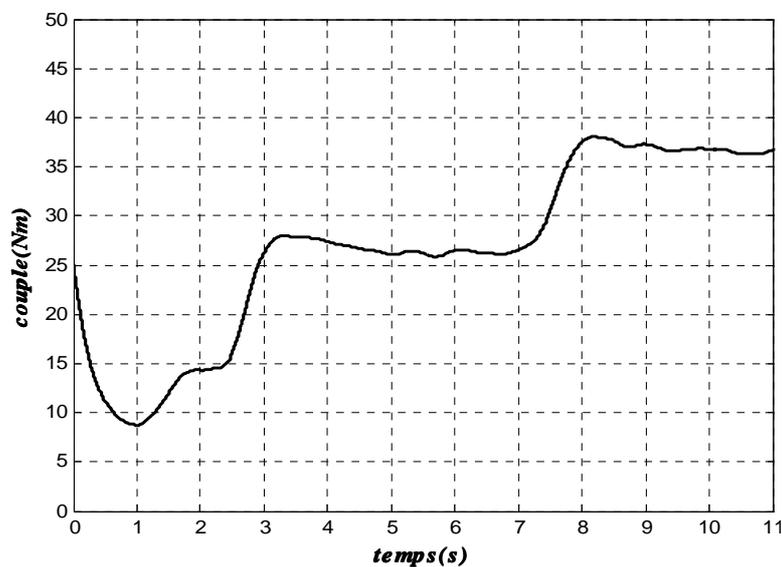


Figure 4.10. Variations du couple moteur

Comme le montrent ces deux figures, les évolutions de ces deux grandeurs sont liées. En effet, le contrôle de la pression collecteur agit directement sur le remplissage en air des cylindres et donc sur le couple fourni par le moteur.

#### 4.5 Suivi de consigne en couple

Dans cette partie, une commande sous forme d'un suivi de consigne en couple du moteur thermique à allumage commandé est traitée. La conception de la loi de commande robuste basée sur des modèles TS, exposée dans le chapitre précédent, est faite sur une estimation du couple moteur moyen, obtenu en utilisant le modèle du couple à la place de la mesure. Les gains de la loi de commande PDC sont alors les suivants :

$$\begin{bmatrix} \bar{F}_1 & \bar{F}_5 \\ \bar{F}_2 & \bar{F}_6 \\ \bar{F}_3 & \bar{F}_7 \\ \bar{F}_4 & \bar{F}_8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2,89 & -0,79 & -0,37 & 14,16 & -0,1 & -1,2 \\ 3,53 & -0,7 & -0,88 & 14,8 & -0,01 & -1,71 \\ 9,85 & -0,36 & -0,88 & 21,12 & -0,33 & -1,72 \\ 10,49 & -0,27 & -1,39 & 21,76 & -0,42 & -2,23 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

avec la borne supérieure de l'atténuation  $H_\infty$  égale à  $\gamma=0,5$  et un taux de décroissance  $\alpha=0,068$ .

Les figure 4.11 à figure 4.13 représentent les résultats d'un premier essai de suivi de consigne en couple pour un régime moteur de  $2000 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$ .

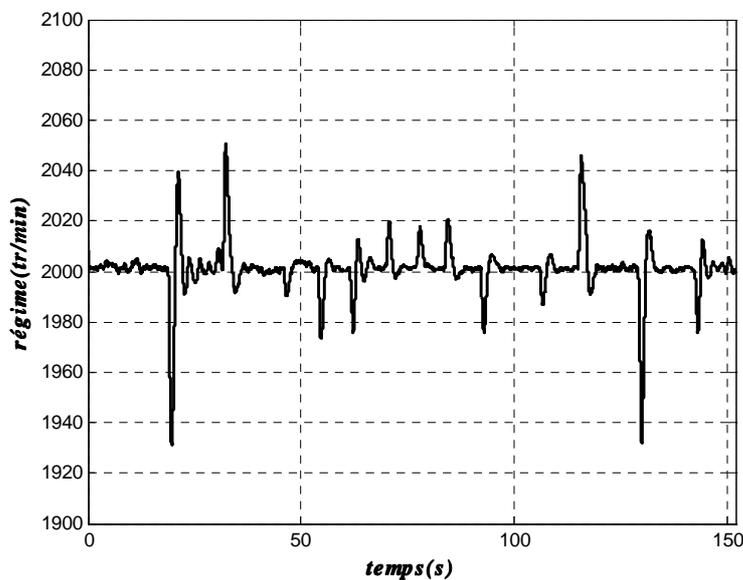


Figure 4.11. Variations du régime moteur

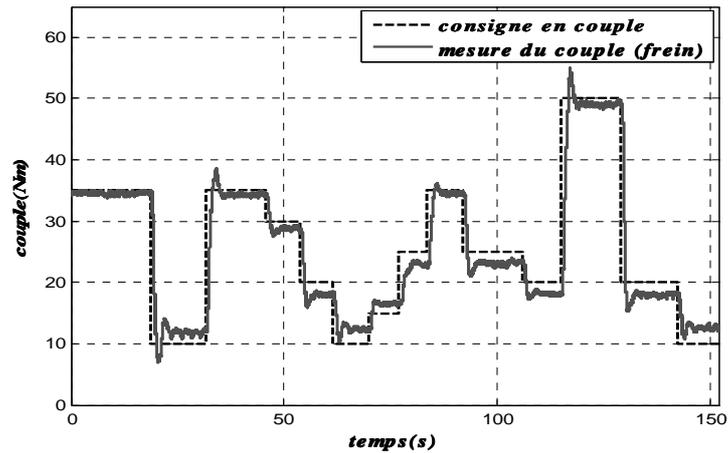


Figure 4.12. Suivi de consigne en couple moyen

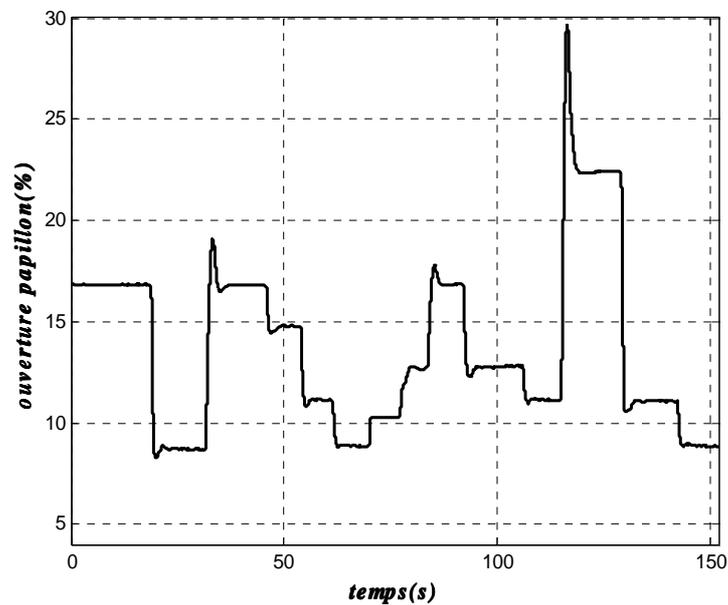


Figure 4.13. Variations de l'ouverture du papillon d'air motorisé

La figure 4.12 illustre le suivi de consigne en couple avec en trait pointillé la consigne et en trait plein la mesure du couple provenant du frein. Le temps d'établissement est de l'ordre de 2 s à 3 s. Le dépassement varie selon l'amplitude de la consigne en couple. L'erreur statique en valeur absolue est inférieure à 3 Nm, et correspond environ à la précision de la mesure de couple issue du frein moteur. Pendant les phases transitoires, la mesure du couple souffre d'un retard d'acquisition qui influe sur le temps de réponse. Il est alors difficile d'évaluer correctement le résultat obtenu pendant ces périodes transitoires.

Un deuxième essai à  $2500 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$  est effectué avec un profil de consigne différent. Les résultats obtenus sont présentés sur la figure 4.14 à la figure 4.16.

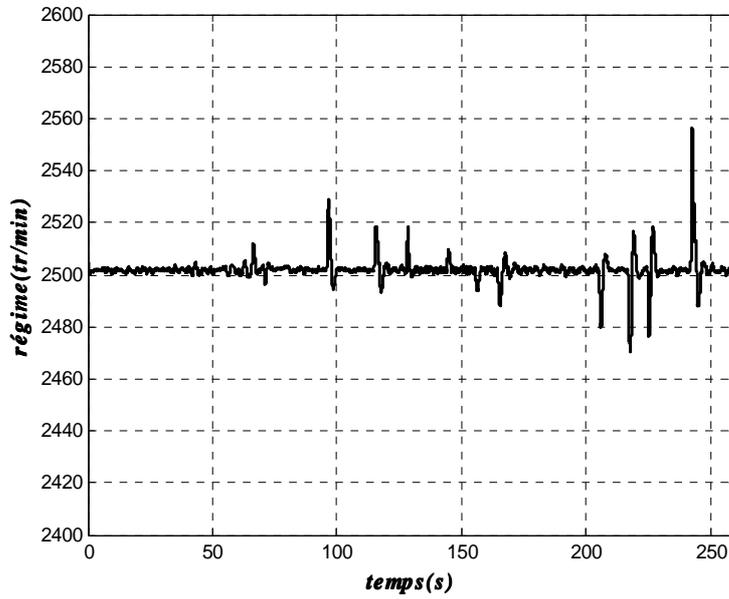


Figure 4.14. Variations du régime moteur

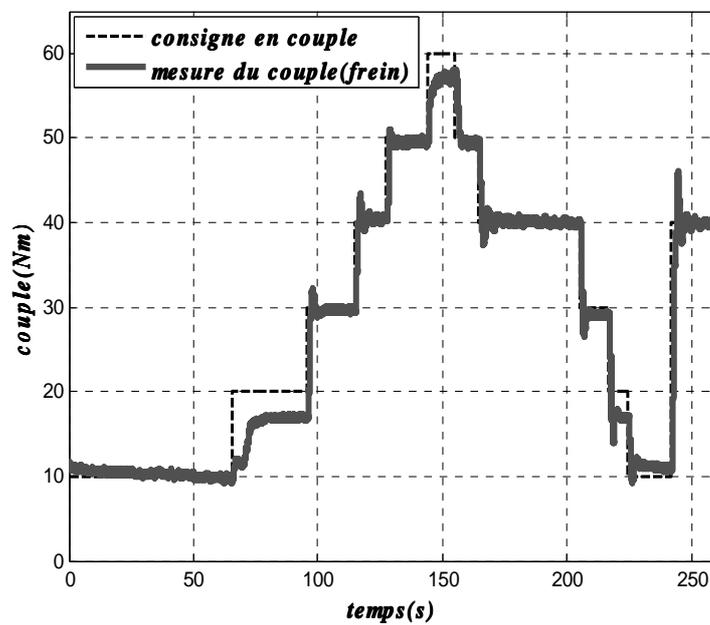


Figure 4.15. Suivi de consigne en couple moyen

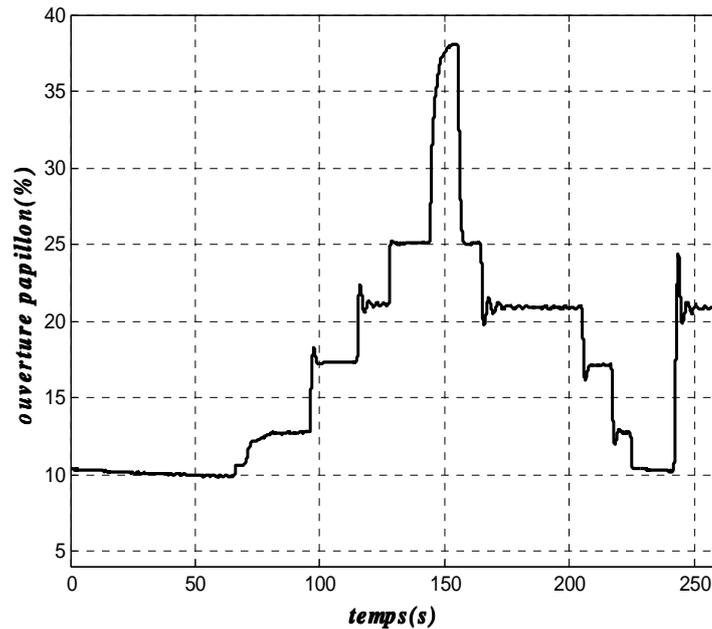


Figure 4.16. Variations de l'ouverture du papillon d'air motorisé

La figure 4.15 montre un résultat similaire en terme de performances (temps de réponse, dépassement,...). Dans les deux essais, l'actionneur n'est pas trop sollicité.

Les performances obtenues semblent moins bonnes que dans le cas de l'utilisation de la pression collecteur. Cependant, il faut rappeler que le suivi de consigne est appliqué avec un bouclage utilisant l'estimation du couple (obtenue à partir du modèle statique du couple) et non sa mesure. L'objectif est d'appliquer cette commande lorsque le couple moteur n'est pas mesuré, dans le cas des véhicules de série en particulier. Une partie de l'erreur statique est due, justement, à l'erreur d'estimation du couple. Pour conforter cette affirmation, la figure 4.17 est utilisée avec en trait pointillé la consigne, en trait plein gris clair l'estimation de couple et en trait plein gris foncé la mesure du couple provenant du frein. Cette figure montre bien une erreur statique nulle concernant les variations de l'estimé du couple et des dépassements bien moins importants que ceux observés sur la mesure.

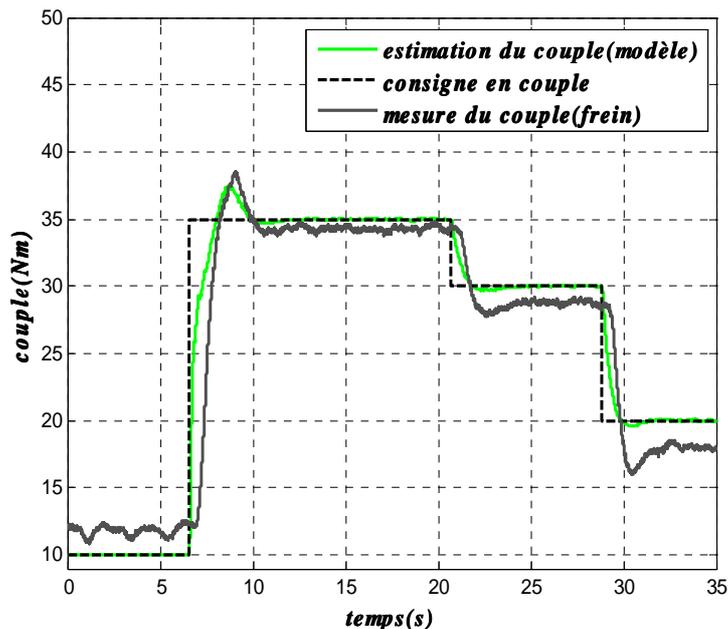


Figure 4.17. Estimation et suivi de consigne en couple

La partie suivante est consacrée à une extension de la commande de la pression collecteur au cas de moteur avec turbocompresseur. Le banc d'essais utilisé reste le même.

#### 4.6 Commande du moteur avec turbocompresseur

A la commande du circuit d'air du moteur thermique vue précédemment est ajouté un système de suralimentation en air à base d'un turbocompresseur. Un degré de liberté supplémentaire est alors disponible lorsque la pression de consigne dépasse la valeur atmosphérique. L'actionneur concerné est la vanne de décharge ou wastegate, placé au niveau de l'échappement qui permet d'agir sur la dynamique du turbocompresseur en modulant le débit de gaz traversant l'orifice de la turbine.

De nombreux travaux traitent de la commande de moteurs avec turbocompresseur pour les moteurs diesel (/Nieuwstadt *et al*, 2000/ /Weber & Isermann, 2004/ /Bengea *et al*, 2005/ /Sun *et al*, 2005/ /Hoffmann1, *et al*, (2006)/,...) avec une turbine à géométrie variable (VGT) à la place de la vanne de décharge. Dans ces derniers, le problème est plus simple en partie car seulement un actionneur est présent. Dans le cas des moteur thermiques à allumage commandé avec suralimentation en air, les travaux sont beaucoup moins nombreux et relativement récents /Ericsson *et al*, 2002/ /Frei, 2004/ /Karnik, *et al*, 2005/ /Colin *et al*, 2005/ /Kristoffersson, 2006/.

Il existe principalement, deux stratégies de contrôle moteur avec turbocompresseur qui répondent à deux objectifs antagonistes /Ericsson *et al*, 2002/ /Frei, 2004/. Le premier objectif correspond à l'économie d'énergie et la réduction des émissions polluantes. Le deuxième concerne l'optimisation de la dynamique de la réponse en couple du moteur. Dans la suite, seul le premier objectif est traité.

Le principe consiste alors à faire suivre à la pression dans le collecteur d'admission une variation de consigne donnée en minimisant les pertes de pompage, c'est à dire, en réduisant l'écart entre la pression à l'admission et à l'échappement /Ericsson *et al*, 2002/. Il est indiqué aussi que pour atteindre cet objectif, il faut que la vanne papillon soit la plus ouverte possible pendant les phases de fonctionnement du turbocompresseur (hautes pressions) /Ericsson *et al*, 2002/ /Colin, 2006/ afin de booster l'admission d'air frais.

Dans la suite, le papillon motorisé est contrôlé par une commande PDC à base de modèles TS équivalente à celle utilisée dans le cas précédent du moteur à aspiration naturelle et adaptée aux nouvelles bornes des variables du modèle. Concernant la vanne de décharge, deux cas de commande sont présentés. Le premier cas est basé sur une linéarisation du modèle de la pression de suralimentation associé à une commande linéaire de type PI. Dans le second cas, une commande PDC basée sur une formulation de type TS du modèle de la pression de suralimentation est utilisée.

#### 4.6.1 Commande linéaire de la vanne de décharge

Pour des pressions supérieures à la valeur atmosphérique, le modèle de la pression de suralimentation prend la forme suivante :

$$\dot{p}_{ic}(t) = -\frac{1}{\tau_{ic}} \left( p_{ic}(t) + f(\phi_{pap}, \phi_{c\_wg}, N_e, p_{col}) \right) \quad (4.3)$$

Les entrées étant  $\phi_{pap}$ ,  $\phi_{c\_wg}$  et la fonction  $f(\phi_{pap}, \phi_{c\_wg}, N_e, p_{col})$  étant statique et inversible, on peut écrire directement la fonction  $v(t)$  /Slotine & Li, 1990/:

$$v(t) = f(\phi_{pap}, \phi_{c\_wg}, N_e, p_{col}) \quad (4.4)$$

Dans ce cas, à partir de  $v(t)$  il est possible de déterminer directement  $\phi_{c\_wg}$ . Une dynamique linéaire du premier ordre est obtenue :

$$\dot{p}_{ic}(t) = -\frac{1}{\tau_{ic}} \left( p_{ic}(t) + v(t) \right) \quad (4.5)$$

Sur ce modèle, on applique une loi de commande linéaire classique de type PI avec comme gains de commande (ajustage expérimental lors des essais sur banc) : 0.2 pour le gain proportionnel et 0.5 pour le gain de l'action intégrale.

En utilisant les deux lois de commande (PDC pour la vanne papillon et PI pour la vanne de décharge), une stratégie de commande consistant à diviser le domaine de fonctionnement en deux zones est utilisé /Khiar *et al.*, 2006/. La première zone correspond aux variations en basses pressions (la consigne de pression collecteur est inférieure à la valeur atmosphérique). Dans ce cas, le papillon assure le suivi de consigne avec une vanne de décharge entièrement ouverte. Quant à la deuxième zone, elle correspond aux variations de consigne pour des pressions supérieures à la valeur atmosphérique. Dans ce cas, le papillon est totalement ouvert et le PI appliqué à la vanne de décharge assure le suivi de consigne en pression collecteur.

Un résultat de l'application de cette stratégie de commande pour un régime moteur de  $2500 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$  est illustré par les figure 4.18 et figure 4.19.

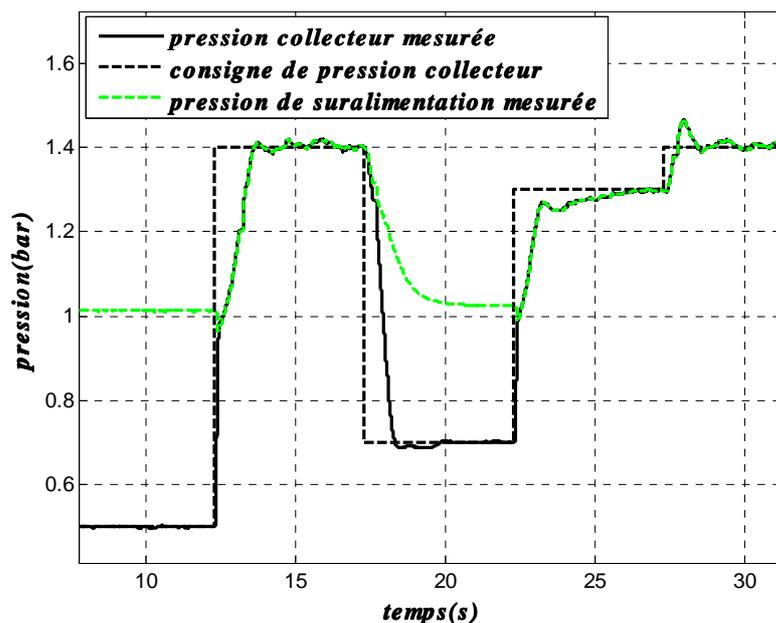


Figure 4.18. Suivi de consigne pour la pression collecteur

La figure 4.18 montre le suivi de consigne avec en pointillé noir la consigne de pression collecteur, en pointillé gris la pression de suralimentation mesurée et trait plein noir la pression collecteur mesurée. Le résultat obtenu permet de voir que la commande PI de la pression de suralimentation tend à assurer le suivi de consigne mais avec des performances différentes en fonction des variations de la consigne. Ce problème est dû, en partie, à la sensibilité de la commande linéaire aux erreurs de modélisation.

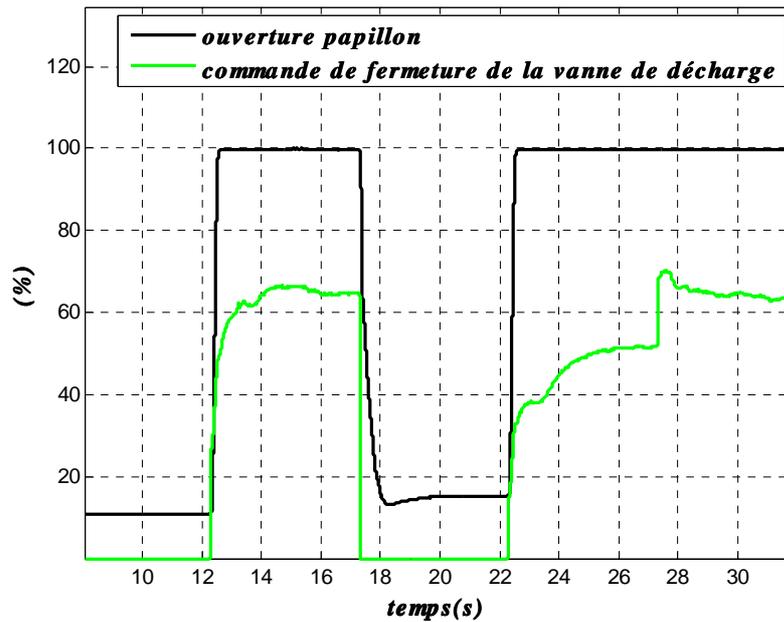


Figure 4.19. Commandes des actionneurs

La figure 4.19 montre les variations de commande des deux actionneurs, en trait noir l'ouverture du papillon et en trait gris la fermeture de la vanne de décharge. Les actionneurs sont peu sollicités par la commande.

Pour améliorer le résultat obtenu, une loi de commande non linéaire de type PDC est utilisée pour commander la vanne de décharge. De plus, la commande du papillon est gardée active dans toutes les zones de fonctionnement.

#### 4.6.2 Commande non linéaire de la vanne de décharge

La stratégie de commande exposée dans le chapitre précédent consiste à utiliser deux commandes floues, calculées séparément. La première pour la vanne papillon motorisée et la seconde pour la vanne de décharge. En suivant cette approche, de nouveaux gains de commande PDC sont calculés pour les commandes des deux actionneurs. Pour le contrôle du papillon, les gains suivants sont utilisés :

$$\begin{bmatrix} \bar{K}_1 \\ \bar{K}_2 \\ \bar{K}_3 \\ \bar{K}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 31,74 & 2,52 & -618,17 \\ 8,26 & 0,29 & -38,24 \\ 31,52 & 2,52 & -618,01 \\ 17,08 & 1,19 & -276,53 \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

Les gains (4.7) sont relatifs à la commande PDC de la vanne de décharge.

$$\begin{bmatrix} \bar{K}_1 \\ \bar{K}_2 \\ \bar{K}_3 \\ \bar{K}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,529 & -2,433 \\ 1,323 & -1,065 \\ 2,299 & -10,50 \\ 0,233 & -1,065 \end{bmatrix} \cdot 10^3 \quad (4.7)$$

En appliquant cette stratégie de commande, les résultats obtenus sont donnés sur la figure 4.20 et la figure 4.21. Cet essai est effectué à un régime moteur de  $2500 \text{ trs} \cdot \text{min}^{-1}$ .

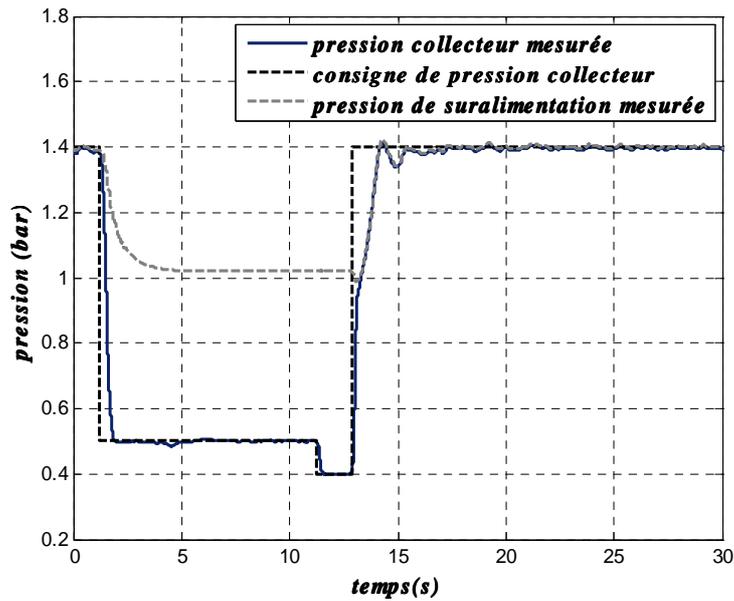


Figure 4.20. Suivi de consigne en pression collecteur

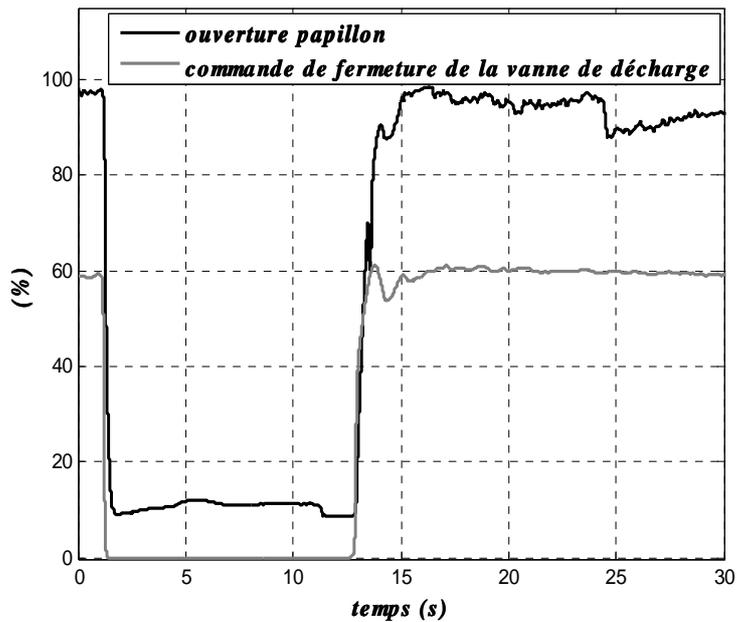


Figure 4.21. Commandes des actionneurs

La figure 4.20 montre le suivi de consigne avec en pointillé noir la consigne de pression collecteur, en pointillé gris la pression de suralimentation mesurée et trait plein noir la pression collecteur mesurée. Le temps de réponse de la pression collecteur est de l'ordre d'une seconde. Il est légèrement amélioré par rapport au cas précédent utilisant un PI pour la commande de la vanne décharge, en particulier pendant les phases de descente de la consigne de pression. Le test de cette approche à différents régimes moteurs prouve aussi une meilleure robustesse vis-à-vis des erreurs de modélisation. Une autre solution envisageable pour remédier au problème d'incertitude consiste à utiliser l'approche par modes glissants présentée dans le chapitre 5.

#### **4.7 Conclusion**

Dans cette partie, les résultats expérimentaux, liés à l'application de différentes approches de commande du circuit d'air d'un moteur thermique à allumage commandé, ont été abordés. Dans un premier temps, un moteur thermique à aspiration naturelle a été considéré. Pour ce dernier, deux commandes floues de type PDC ont été utilisées. La première concerne un suivi de consigne en pression collecteur et la seconde un suivi de consigne en couple estimé. Ces lois de commande ont donné lieu à des résultats assez satisfaisants en terme de performances temporelles et de robustesse par rapport aux erreurs de modélisation et aux bruits de mesures. Dans un second temps, l'idée principale était d'étendre les résultats obtenus au cas du moteur avec turbocompresseur sans modifications majeures sur le contrôle du papillon calculé pour le moteur atmosphérique. Un degré de liberté supplémentaire est ajouté grâce à la vanne de décharge. Cette dernière agit sur la dynamique du turbocompresseur et par conséquent sur la pression de suralimentation en amont du papillon. Deux stratégies ont alors été testées pour gérer et commander les deux actionneurs. La première utilisait une commande linéaire PI pour la vanne de décharge alors que la seconde utilisait une commande non linéaire floue de type PDC. Les résultats présentés sont relativement satisfaisants, néanmoins les performances obtenues par ces stratégies de commande peuvent être améliorées avec plus de temps d'expérimentation afin de mieux ajuster les lois de commande.

## Table des Matières

<b>5</b>	<b><i>Conclusions et perspectives</i></b> .....	<b>- 134 -</b>
<b>5.1</b>	<b>Introduction</b> .....	<b>- 134 -</b>
<b>5.2</b>	<b>Commande de la vanne de décharge basée sur les modes glissants d'ordre 2</b> .....	<b>- 134 -</b>
5.2.1	Algorithme du super-twisting.....	- 134 -
5.2.2	Application à la commande de la pression de suralimentation.....	- 135 -
<b>5.3</b>	<b>Méthode de synthèse systématique de commande du moteur</b> .....	<b>- 137 -</b>
<b>5.4</b>	<b>Conclusion</b> .....	<b>- 140 -</b>

## 5 Conclusions et perspectives

### 5.1 Introduction

Dans ce chapitre, des travaux en attente de validation expérimentale ainsi que des perspectives sont exposés. L'objectif visé à plus ou moins long terme est d'obtenir une approche de commande systématique (applicable à tous les moteurs à essence en se basant sur une normalisation des composants du moteur) et globale des moteurs à allumage commandé. Deux voies sont alors envisageables. La première consiste à utiliser des commandes décentralisées des différentes sous-parties du moteur (admission d'air, admission d'essence, allumage,...) indépendamment les unes des autres. Dans ce cas, la stabilité globale du contrôle moteur n'est pas garantie, de plus, les couplages entre les différentes parties ne sont pas pris en compte. La deuxième voie consiste à considérer une approche de commande multivariable qui permet de prendre en compte les divers couplages entre les variables caractéristiques du moteur. Cette dernière est, certes, plus complexe mais elle permet de vérifier la stabilité globale du système en boucle fermée. Dans cette thèse, seule la première voie a été explorée pour la commande du circuit d'air.

Tout d'abord, une commande de la vanne de décharge utilisant une commande à modes glissants est présentée. Ensuite, une perspective à court terme concernant la mise en œuvre d'une méthode de synthèse systématique de commande du moteur est abordée. Enfin, des conclusions et diverses perspectives possibles à ce travail sont données.

### 5.2 Commande de la vanne de décharge basée sur les modes glissants d'ordre 2

L'algorithme de commande du super-twisting /Levant, 1993/ /Fridman & Levant, 2002/ est une commande à modes glissants d'ordre deux appliquée aux système de degré relatif égal à un afin d'éliminer le phénomène de réticence (chattering).

#### 5.2.1 Algorithme du super-twisting

Considérons le cas général d'un système affine en la commande :

$$\dot{x}(t) = F(x(t), t) + G(x(t), t) \cdot u(t) \quad (5.1)$$

Avec  $F(x(t), t)$  et  $G(x(t), t)$  deux fonctions non linéaires réelles bornées.

La commande à modes glissants basée sur l'algorithme du super-twisting est une approche de commande robuste à structure variable qui se présente sous forme d'une combinaison de deux termes  $u_1$  et  $u_2$  tels que /Fridman & Levant, 2002/ :

$$u(t) = u_1(t) + u_2(t) \quad (5.2)$$

$$\dot{u}_1(t) = \begin{cases} -u(t), & |u(t)| > 1 \\ -W \text{sign}(s), & |u(t)| \leq 1 \end{cases} \quad (5.3)$$

$$u_2(t) = \begin{cases} -\psi |s_o|^\rho \text{sign}(s_o), & |s(t)| > s_o \\ -\psi |s|^\rho \text{sign}(s), & |s(t)| \leq s_o \end{cases} \quad (5.4)$$

Où les constantes  $W$  et  $\psi$  sont positives et fixées de telle sorte que les conditions suffisantes de convergence en temps fini de l'algorithme de super-twisting soient vérifiées /Fridman & Levant, 2002/ :

$$\begin{cases} W > \frac{\Phi}{\Gamma_m} > 0 \\ \psi^2 \geq \frac{4\Phi \Gamma_M (W + \Phi)}{\Gamma_m^2 \Gamma_m (\psi - \Phi)} \\ 0 < \rho \leq 0,5 \end{cases} \quad (5.5)$$

Où les constantes  $\Phi$  et  $\Gamma_m$  sont définies pour une surface de glissement  $s$  telle que :

$$\ddot{s} = \phi(x, t) + \gamma(x, t) \dot{u}(t)$$

avec les conditions suivantes sur les fonctions  $\phi(x, t)$  et  $\gamma(x, t)$  :

$$\begin{cases} 0 < \phi(x, t) \leq \Phi \\ 0 < \Gamma_m \leq \gamma(x, t) \leq \Gamma_M \end{cases} \quad (5.6)$$

Il est alors démontré que les trajectoires du système évoluent après un temps fini vers une surface de glissement  $s = \dot{s} = 0$  pour un choix judicieux tel que  $W > 0$  et  $\psi > 0$  suffisamment grand /Levant, 1998/. Le paramètre  $\rho$  est généralement choisi égal à 0,5.

### 5.2.2 Application à la commande de la pression de suralimentation

Pour appliquer l'algorithme du super-twisting à la commande de la vanne de décharge, le modèle de la pression de suralimentation est mis sous la forme :

$$\dot{P}_{ic} = F(N_e, \phi_{c\_wg}, \phi_{pap}, P_{col}, P_{ic}) + G(N_e) \phi_{c\_wg} \quad (5.7)$$

La surface de glissement choisie, correspond à l'erreur entre la pression de suralimentation mesurée  $p_{ic}$  et la sortie d'un modèle de référence du premier ordre telles que :

$$s = p_{ic} - y_{ref} \quad (5.8)$$

$$\dot{y}_{ref} = \frac{1}{\tau_{ref}} (p_{ic\_cons} - y_{ref}) \quad (5.9)$$

avec  $\tau_{ref} = 0,25s$ . Cette valeur est choisie de façon à avoir une dynamique en boucle fermée plus rapide que celle obtenue dans le troisième chapitre (section 4.2) pour la même problématique. Les paramètres de la commande (5.2) sont alors obtenus en simulation tels que :  $W = 29$ ,  $\psi = 2e^3$  et  $\rho = 0.5..$

Les résultats de simulation obtenus en appliquant cette loi de commande sont donnés sur la figure 5.1 et la figure 5.2. La figure 5.1 représente un suivi de consigne en pression collecteur, la courbe en pointillé est la consigne, celle en trait plein noir est la pression collecteur et la dernière en gris correspond à la pression de suralimentation. La figure 5.2 donne les commandes des actionneurs associées au suivi de consigne précédent. La commande à modes glissants d'ordre 2 déterminée ici, s'applique à la vanne de décharge (courbe en gris), l'autre courbe représentant la commande de la vanne papillon. En utilisant l'algorithme du super-twisting pour la commande de la vanne de décharge, le temps d'établissement de la réponse en pression collecteur est légèrement amélioré (cf. chapitre 3, figure 3.15).

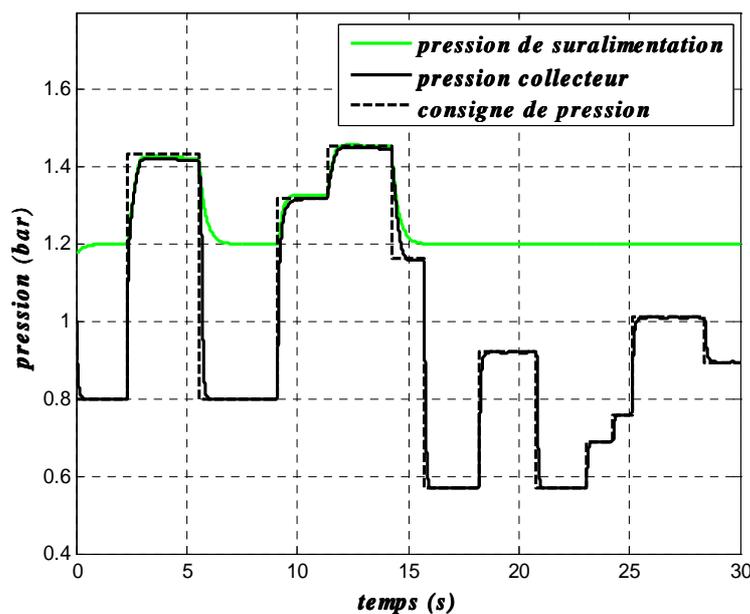


Figure 5.1. Suivi de consigne à base de commande à modes glissants

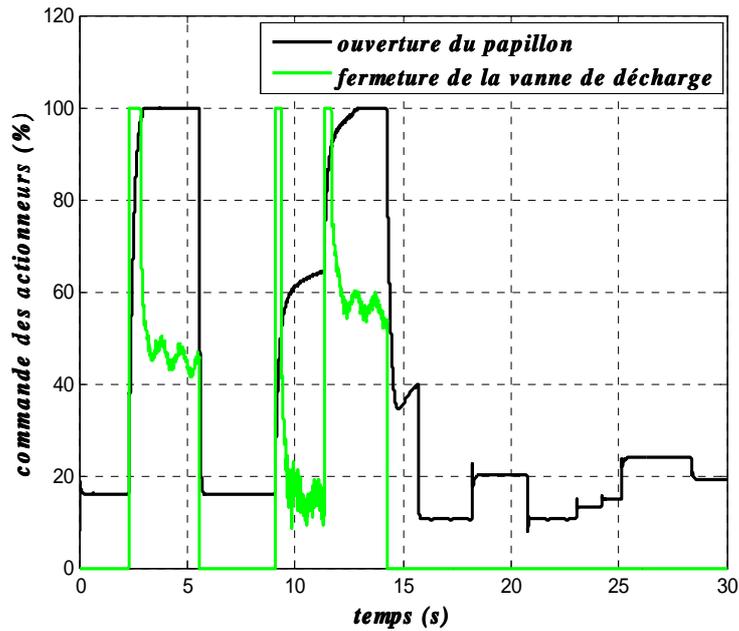


Figure 5.2. Commandes des actionneurs

En outre, l'avantage de cette approche de commande est d'avoir seulement deux paramètres de réglage ( $W$  et  $\psi$ ), ce qui peut faciliter son implantation en temps réel. Cependant, la sensibilité aux bruits de mesures s'avère plus importante. Ces derniers bruits peuvent induire des sollicitations brusques de l'actionneur. Une solution envisageable pour palier ce problème consiste à utiliser un observateur pour filtrer au mieux les mesures.

### 5.3 Méthode de synthèse systématique de commande du moteur

L'un des avantages de la synthèse des lois de commande PDC basées sur le formalisme flou de type TS réside en son aspect systématique. En outre, la structure des modèles des différentes parties d'un moteur thermique à allumage commandé reste inchangée d'un moteur à un autre (modèles moyens). Par exemple, dans le cas du circuit d'air, la dynamique de la pression dans le collecteur d'admission est toujours représentée par le même type de modèle moyen. D'où l'intérêt de trouver une approche systématique de synthèse du suivi de consigne en pression pour contrôler le papillon mais qui soit indépendante du type de vanne utilisée. Les données initiales de l'algorithme sont respectivement, la cylindrée totale du moteur  $V_d$ , le volume du collecteur d'admission  $V_{col}$ , la constante  $R$  de l'air et un ensemble de données expérimentales relatives à la pression collecteur, au régime moteur et au débit d'air à l'admission sélectionnées afin d'estimer les paramètres du modèle statique du débit cylindre.

$$\dot{m}_{cyl}(N_e, P_{col}) = \frac{V_d}{120RT_{col}}(s_1 P_{col} + s_2) N_e \quad (5.10)$$

En utilisant la méthode vue au deuxième chapitre, une simple estimation au sens des moindres carrés permet d'obtenir les paramètres ( $s_1 > 0$ ) et ( $s_2 < 0$ ).

Rappelons que la dynamique de cette pression est décrite par un modèle mathématique de la forme :

$$\dot{P}_{col} = \frac{RT_{col}}{V_{col}}(\dot{m}_{pap} - \dot{m}_{cyl}) \quad (5.11)$$

avec  $T_{col}$  la température à l'intérieur du collecteur d'admission. Elle est considérée égale à la température en amont du papillon  $T_{am\_pap}$ . La constante  $V_{col}$  est le volume du collecteur et  $R$  la constante de l'air.

Soient  $x_1 = P_{col}$ ,  $x_2 = \phi_{pap}$ ,  $u = \phi_{cmd}$  et les fonctions non linéaires  $f_1(x_1, x_2)$  et  $f_2(x_1, N_e)$  telles que :

$$f_1(x_1, x_2) = \frac{RT_{col}}{x_2 V_{col}} \dot{m}_{pap}(x_1, x_2) \quad (5.12)$$

$$f_2(x_1, \dot{\theta}) = \frac{RT_{col}}{x_1 V_{col}} \dot{m}_{cyl}(N_e, x_1) \quad (5.13)$$

avec  $\forall i \in \{1, 2\}$ ,  $f_i \leq f_i(\cdot) \leq \bar{f}_i$

En régime statique de la pression collecteur, le principe de conservation de masses indique que les débits d'air entrant et sortant du réservoir d'air sont identiques. Ces deux débits étant décrits par des relations statiques, l'approximation suivante est considérée :

$$f_1(x_1, x_2) \approx \hat{f}_1(x_1, x_2) = \frac{RT_{col}}{x_2 V_{col}} \dot{m}_{cyl}(N_e, x_1) \quad (5.14)$$

L'intérêt principal de cette approximation est de se passer de l'identification du modèle de la section d'ouverture papillon ainsi que de celui du coefficient de perte de charge, et par conséquent du papillon utilisé. De plus, le modèle du débit d'air dans les cylindres  $\dot{m}_{cyl}(N_e, x_1)$  est linéaire par rapport aux paramètres et ne nécessite que l'estimation de deux paramètres  $s_1$  et  $s_2$  (voir eq. (5.10)). Alors que le modèle du débit papillon  $\dot{m}_{pap}(x_1, x_2)$  est non linéaire par rapport à ses paramètres et comporte quatre paramètres à identifier.

A partir de là, la structure de la représentation d'état utilisée dans le deuxième chapitre est retrouvée :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \hat{f}_1(x_1, x_2) x_2 - f_2(x_1, N_e) x_1 \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{\tau_{pap}} (u - x_2) \end{cases} \quad (5.15)$$

La sortie correspond à la pression collecteur mesurée :

$$y = x_1 \quad (5.16)$$

Les mêmes gains de commande que ceux déterminés dans le troisième chapitre sont obtenus. En effet, les bornes des fonctions non linéaires sont les mêmes, ce qui donne les même matrices de sous-modèles et seule la définition des variables de prémisses change.

L'application de cette loi de commande au modèle de la pression collecteur permet de vérifier que le résultat obtenu en simulation (figure 5.3 à figure 5.4) est assez similaire, en matière de performances temporelles (temps de réponse et dépassement de consigne) de la réponse en pression collecteur, au cas où le modèle du débit d'air papillon est utilisé (cf. chapitre 3, figures 3.3 à 3.8). Ceci, nous permet de vérifier, du moins en simulation, qu'il est possible de se passer de l'identification du débit et de la section d'ouverture papillon.

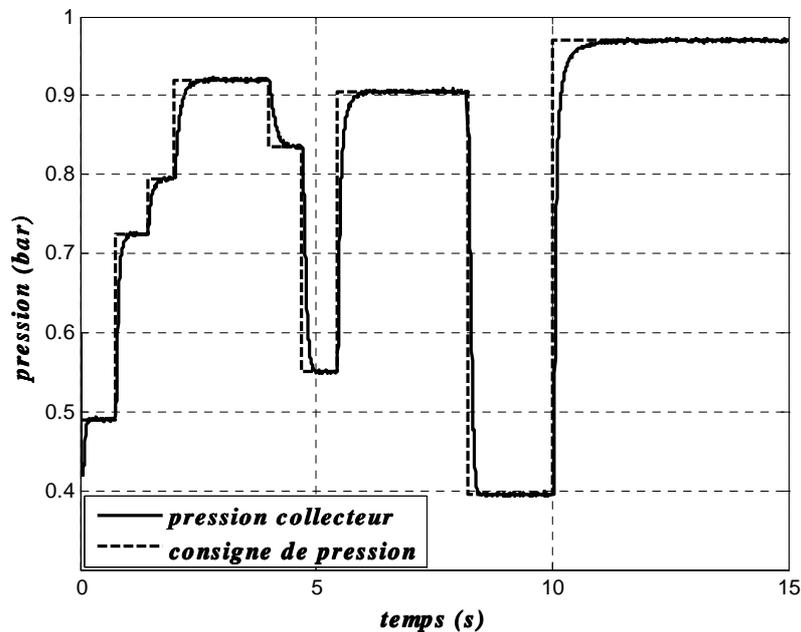


Figure 5.3. Suivi de consigne en pression collecteur

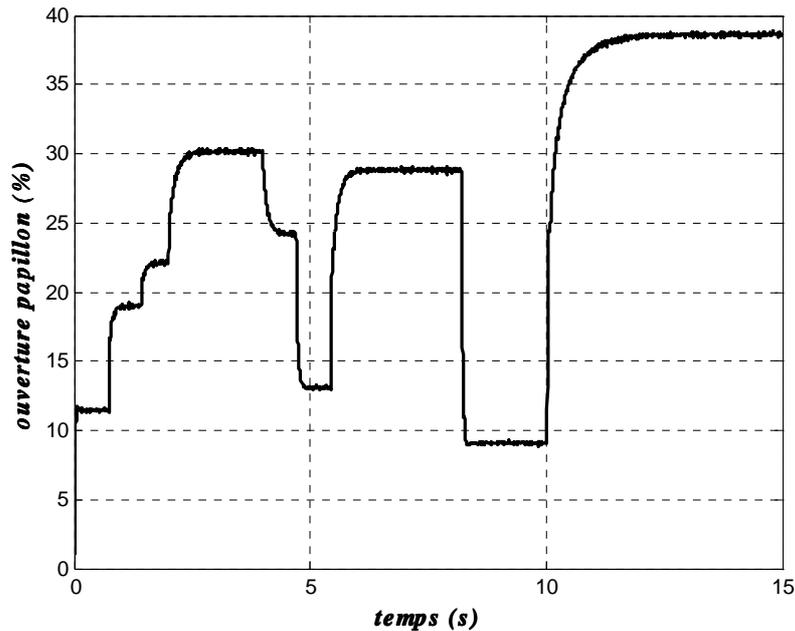


Figure 5.4. Commande du papillon en ouverture

Ce résultat est intéressant car il permet d'envisager un gain de temps dans l'élaboration des lois de commande des moteurs à allumage commandé. En effet, le modèle du débit d'air dans les cylindres peut être identifié via une méthode des moindres carrés simples et la loi de commande générée de façon systématique à partir de ce modèle.

Un premier pas vers l'obtention d'une approche de commande systématique a été montré ici, des essais sont en cours pour générer une commande de l'injection d'essence et du régime moteur basés sur des principes similaires.

Bien entendu, une telle démarche doit prendre en compte l'ensemble des variables et paramètres minimaux nécessaires à l'obtention d'une commande satisfaisant le cahier des charges requis. Il sera alors nécessaire de spécifier ce dernier et d'assurer par une étude de robustesse sa vérification. Le véritable verrou semble être l'interaction commande/estimation dans le contexte des modèles utilisés (non linéaires et à retards variables).

## 5.4 Conclusion

La commande du circuit d'air d'un moteur thermique à allumage commandé avec ou sans suralimentation n'est qu'un point de départ pour aboutir à un objectif d'une stratégie de contrôle globale du moteur. Si les résultats obtenus dans ce travail sont encore à améliorer, des résultats théoriques concernant l'emploi d'algorithmes de commande non linéaires

comme la commande utilisant le formalisme flou de type Takagi-Sugeno et les modes glissants ont été validés. Ces méthodes ont l'avantage d'être robuste vis-à-vis des erreurs de modélisation, ce qui est important vu les difficultés concernant l'obtention de modèles très précis du moteur (erreurs de modélisation, hypothèses simplificatrices,...).

En plus de l'exploitation de résultats théoriques existants, comme les conditions de stabilisation de modèles flous TS dans le cas classique et en présence de retard variable, un autre résultat concernant les conditions de stabilisation de ce type de modèles en présence d'incertitudes de modélisation, de bruits de mesures et avec critère de performance  $H_\infty$  a été obtenu. Ce résultat théorique a été appliqué, ensuite, pour la commande en couple du moteur thermique.

Quant à l'approche consistant à synthétiser des algorithmes de commande d'une manière systématique pour le contrôle d'une partie ou la totalité du moteur s'avère intéressante. Elle a été illustrée par le suivi de consigne en pression collecteur utilisant le papillon motorisé comme actionneur.

Concernant les perspectives, parmi les autres objectifs de commande, l'injection d'essence est un point clé. En général, il s'agit de réguler la richesse du mélange air-essence autour de la stoechiométrie. Le résultat de simulation obtenu dans le chapitre trois reste à améliorer (besoin d'un observateur, algorithmes plus robustes aux variations du retard,...) et à tester en temps réel. En plus, pour obtenir une gestion fine de l'injection du carburant, le passage par une estimation précise du remplissage en air des cylindres est primordial.

Dans la stratégie de commande de l'injection d'essence, divers travaux traitent de cette problématique en utilisant une représentation par modèle moyen /Aquino, 1989/ /Hendricks & Sorensen, 1990/ /Powell *et al.*, 1998/ /Khiar *et al.*, 2005b/ et/ou l'approche de commande de stabilisation floue de modèles TS en présence du retard variable /Lauber *et al.*, 2004/. Pour une utilisation en temps réel, le recours à une structure feed-forward s'avère intéressante pour réduire les excursions des variations de la richesse pendant les transitoires rapides de la vanne papillon.

Il reste encore à explorer d'autres problèmes de commande, en particulier dans le cas du moteur thermique à essence suralimenté. Parmi eux, la commande de l'allumage, la commande en régime et du ralenti etc., que ce soit pour une validation sur banc ou encore dans l'environnement du véhicule.

Enfin, Il faut noter aussi qu'un banc moteur essence est en cours de mise en place au sein du LAMIH, ce qui donne une option et des moyens d'essais supplémentaire afin d'améliorer les résultats obtenus et s'attaquer à d'autres problèmes de contrôle moteur.

## Bibliographie

**/Andersson & Erikson, 2001/**

P. Andersson and L. Erikson (2001). Air-to-cylinder observer on a turbocharged SI engine with wastegate. SAE paper 2001-01-0262

**/Andersson, 2005/**

P. Andersson (2005). Air Charge Estimation in Turbocharged Spark Ignition Engines (thèse). Department of Electrical Engineering Linköping University, SE-581 83 Linköping, Sweden

**/Aquino, 1989/**

C. F. Aquino (1989). Transient A/F ratio characteristics of 5 litre central fuel injection system. SAE paper, SP-487, 810494.

**/Arsie et al., 2003/**

Arsie, C. Pianese, G. Rizzo, V. Cioffi (2003). An adaptive estimator of fuel film dynamics in the intake port of a spark ignition engine. Control Engineering Practice, Vol. 11, pp. 303-309.

**/Bengea et al., 2005/**

S. Bengea, R. DeCarlo, M. Corless, G. Rizzoni (2005). Apolytopic system approach fo the hybrid control of a diesel engines. Journal of Dynamic Systems and control, Vol. 127.

**/Benvenuti et al., 2003/**

L. Benvenuti, M. D. Di Benedetto, S. Di Gennaro, A. S. Vincintelli (2003). Individual cylinder characteristic estimation for a spark ignition engine. Automatica, Vol 39, pp.1157-1169.

**/Bidan, 1989/**

P. Bidan (1995). Modélisation et commande d'un moteur à allumage commandé d'automobile Thèse préparée au LAAS.

**/Bortolet, 1998/**

P. Bortolet (1998). Modélisation et commande mulivariabes floues : application à la commande d'un moteur thermique. Thèse de l'Institut National des Sciences Appliquées, Toulouse.

**/Bortolet et al., 1999/**

P. Bortolet, E. Merlet, S. Boverie (1999). Fuzzy modeling and control an engine air inlet with exhaust gas recirculation. Control Engineering Practice, pp. 1269-1277.

**/Boyd et al., 1994/**

S. Boyd, L. El Ghaoui, E. Feron, V. Balakrishnan (1994). Linear Matrix inequalities in system and control theory SIAM, Philiadelphia, PA, 1994

**/Cao & Frank, 2000/**

Y.Y. Cao, P.M. Frank (2000). Analysis and synthesis of nonlinear time-delay system via fuzzy control approach. IEEE Trans. Fuzzy Systems 8 (2), pp.200–211.

**/Chamaillard *et al.*, 2004/**

Y. Chamaillard, P. Higelin, A. Charlet (2004). A simple method for robust control design, application on a nonlinear and delayed system: engine torque control. Control Engineering Practice, Vol. 12, pp. 417–429.

**/Chang *et al.*, 1995/**

C-F. Chang, N. P. Fekete, A. Amstutz, and J. D. Powell (1995). Air-Fuel ratio control in spark-ignition engines using estimation theory. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 3, No. 1, pp. 22-31.

**/Chaumerliac, 1995/**

V. Chaumerliac (1995). Commande multivariable d'un moteur à allumage commande : Amélioration du rendement sous différents contraintes. Thèse préparée au LAAS.

**/Chauvin *et al.*, 2004/**

J. Chauvin, G. Corde, P. Moulin, M. Castagné, N. Petit, P. Rouchon, (2004). Real-Time Combustion Torque Estimation on a Diesel Engine Test Bench Using Time-Varying Kalman Filtering. The 43rd IEEE conference on decision and control, Atlantis, Paradise Island, Bahamas.

**/Chen & Moskwa, 1997/**

S. X. Chen, J. J. Moskwa (1997). Application of nonlinear sliding - mode observers for cylinder pressure reconstruction. Control Engineering Practice, Vol. 5, pp. 1115-1121.

**/Coleman & Li, 1996/**

Coleman, T.F. and Y. Li, "An Interior, Trust Region (1996). Approach for Nonlinear Minimization Subject to Bounds. SIAM Journal on Optimization, Vol. 6, pp. 418-445.

**/Colin *et al.*, 2005/**

G. Colin, Y. Chamaillard, A. Charlet, G. Bloch, G. Corde (2005). Linearized neural network predictive control. A turbocharged SI engine application. SAE paper 0046.

**/Colin, 2006/**

G. Colin (2006). Contrôle des systèmes rapides non linéaires, Application au moteur à allumage commandé turbocompressé à distribution variable. Thèse de l'université d'Orléans.

**/Conn *et al.*, 2000/**

N. R. Conn, N. I. M Gould, Ph. L. Toint (2000). Trust-region methods. MPS/SIAM Series on optimization, SIAM and MPS.

**/Corriou, 1996/**

J. P. Corriou (1996). Commande des procédés.

Edition Techniques & Documentation, ISBN 2-7430-0145-3.

**/Delmotte, 2003a/**

F. Delmotte (2003). Propriété d'approximation des systèmes flous.  
Dans Commande floue 2 : de la stabilisation à la supervision, IC2 Hermès, pp. 21-36.

**/Delmotte, 2003b/**

F. Delmotte (2003). Storing in Adaptive Multi-Models Controllers.  
Systems Analysis and Modelling in Simulation. Vol. 43, pp. 95-108.

**/Delprat et al., 2005/**

S. Delprat, P.F. Toulotte, T.M. Guerra, J. Boonaert (2005), Robust pole placement in LMI region for Takagi-Sugeno models: application to an automated vehicle  
IFAC Triennial World Congress, Prague

**/De Nicolao et al., 1999/**

G. De Nicolao, C. Rossi, R. Scattolini, M. Suffitti (1999). Identification and idle speed control of internal combustion engines.  
Control Engineering Practice, Vol. 7, pp. 1061-1069.

**/Dennis, 1977/**

J. E. Dennis (1977). Nonlinear Least-Squares.  
State of the Art in Numerical Analysis, ed. D. Jacobs, Academic Press. pp. 269-312.

**/Donitz et al., 2007/**

C. Donitz, C. Onder, I. Vasile, L. Guzzela, A. Ivanco, Y. Chamaillard, A. Charlet, P. Higelin (2007). PHYBE, Pneumatic HYBRid Engine concept, optimal control strategy for CO2 reduction using Dynamic Programming.  
Journée GT AA « printemps », 14-15 mars, Bourges et Orléans.

**/Drakunov et al., 1995/**

S. Drakunov, G. Rizzoni, Y.Y. Wang (1995). On-Line Estimation of indicated Torque in IC engines using nonlinear observers.  
SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan.

**/Dupraz et al., 1999/**

P. Dupraz, O. Sename, L. Dugard (1999). Engine torque estimation for DI diesel engine.  
European Control Conference, Karlsruhe, Germany.

**/El Ghaoui, 1997/**

L. El Ghaoui (1997). Approche LMI pour la commande : une introduction  
Ecole d'été d'Automatique de Grenoble, identification et commande robustes : approche LMI, Septembre, 1997.

**/Ericsson et al., 2002a/**

L. Ericsson, L. Nielsen, J. Bergström, F. Pettersson, and P. Andersson(2002). Modeling of a turbocharged SI engine,  
Annual Review in control, Vol.26, pp. 129-137.

**/Ericsson et al., 2002b/**

L. Ericsson, S. Frei, C. Onder, L. Guzzella (2002). Control and optimisation of turbocharged spark ignited engines.  
IFAC 15th Triennial Word Congress, Barcelona, Spain.

**/Floquet, 2000/**

T. Floquet (2000). Contributions à la commande par modes glissants d'ordre supérieur  
Thèse de l'université de Lille, 2000.

**/Floquet & Barbot, 2006/**

T. Floquet et J-P. Barbot (2006). State and unknown input estimation for linear discrete-time systems  
Automatica, Vol. 42, Issue 11, pp. 1883-1889

**/Fons et al., 1999/**

M. fons, M. Muller, A. Chevalier, C.Vigild, E. Hendricks, S. C. Sorenson (1999). Mean value engine modelling with EGR.  
SAE paper 0909.

**/Frei, 2004/**

S. Frei (2004). Performance and driveability optimisation of turbocharged engine systems (thèse).  
Diss. ETH No 15510, Zurich.

**/Fridman & Levant, 2002/**

L. Fridman, A. Levant (2002), Higher-Order Sliding Modes.  
In Sliding Mode Control in Engineering, Ed. Marcel Dekker.

**/Gasso 2000/**

K. Gasso (2000). Identification des systèmes dynamiques non-linéaire : approche multi-modèles.  
Thèse de l'Université de Nancy, Décembre.

**/Guan & Chen, 2004/**

X.-P. Guan, C.-L. Chen (2004). Delay-dependent guaranteed cost control for T-S fuzzy systems with time delays.  
IEEE Trans. Fuzzy Systems 12 (2), pp.236–249.

**/Guelton, 2003/**

K. Guelton, (2003). Estimation des caractéristiques du mouvement humain en station debout. Mise en œuvre d'observateurs flous sous forme descripteur.  
Thèse de l'Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, Décembre 2003

**/Guerra & Vermeiren, 2003/**

T.M. Guerra, L. Vermeiren (2003). Stabilité et stabilisation à partir de modèles flous.  
Dans Commande floue 1 : de la stabilisation à la supervision, IC2 Hermès, pp.59-98.

**/Guerra et al., 2003/**

T.M. Guerra, M. Ksontini, F. Delmotte (2003). Some new relaxed conditions of quadratic stabilization for continuous Takagi-Sugeno fuzzy models  
IMACS/ IEEE CESA'2003, Lille, July.

**/Guzzella & Onder, 2004/**

L. Guzzella, C.H. Onder, (2004), Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems.

X, 300 p. 204 illus., Hardcover, ISBN: 3-540-22274-X

**/Hendricks & Sorensen,1990/**

E. Hendricks et S. C. Sorensen (1990). Mean value modeling of spark ignition engines. SAE paper 900616.

**/Hendricks et al., 1992/**

E. Hendricks, T. Vesterholm and S. C. Sorenson (1992). Nonlinear, closed loop, SI engine control observers. SAE technical paper series, international congress and exposition, Detroit, Michigan

**/Hendricks et al., 1996/**

E. Hendricks, A. Chevalier, M. Jensen, S.C. Sorenson, D. Trumpy, J. Asik (1996). Modelling of intake manifold filling dynamics. International congress and exposition, SAE, Detroit, Michigan.

**/Hendricks, 2001/**

E. Hendricks (2001). Isothermal vs. adiabatic mean value engine models. IFAC workshop on advances in automotive control. Karlsruhe, Germany.

**/Hendricks & Luther, 2001/**

E. Hendricks and J. B. Luther (2001). Model and observer based control of internal combustion engines. Workshop on modelling, emissions and control of automotive engines (MECA'01). University of Salerno, Salerno, Italy.

**/Heywood, 1988/**

J.B. Heywood (1988). Internal combustion engine fundamentals. Mc Graw Hill, ISBN 0-07-028637-X.

**/Holman, 1997/**

J. P. Holman (1997). Heat transfert. 2ed.. McGraw Hill college. ISBN 0078447853.

**/Hoffmann1 et al., (2006)/**

K. Hoffmann1, F. Heßeler, D. Abel, 2006. Rapid Control Prototyping with Dymola and Matlab for a Model Predictive Control for the air path of a boosted diesel engine. E-COSM - Rencontres Scientifiques de l'IFP - 2-4 Octobre, Proceedings, pp. 33-40 Copyright ©2006, Institute for Automatic Control, RWTH Aachen, Germany

**/Hong & Langari 2000/**

S. K. Hong & R. Langari (2000). An LMI-based fuzzy control system design with TS framework. Information sciences. Vol. 123, pp. 163-179.

**/Hrovat & Sun, 1997/**

D. Hrovat and J. Sun, (1997). Model and control methodologies for IC engine idle speed control design. Control Engineering Practice, Vol. 5, No8, pp. 1093-1100.

**/Ingram et al., 2003a/**

G.A. Ingram, M.A. Franchek, V. Balakrishnan (2003). Spark ignition engine mass air flow control for precise torque management.  
SAE World Congress, Detroit, MI.

**/Ingram et al., 2003b/**

G.A. Ingram, M.A. Franchek, V. Balakrishnan (2003). Spark ignition engine torque management.  
American Control Conference, Denver, CO.

**/Jensen et al., 1997/**

Per. B. Jensen, M. B. Olsen, J. Poulsen, E. Hendricks, M. Fons and C. Jepsen (1997). A new family of nonlinear observers for SI engine air/fuel ration control.  
Electronic Engine Control, SAE technical paper 970615.

**/Joh et al., 1997/**

J. Joh, R. Langari, E.T. Jeung, & W.J. Chung (1997). A new design method for continuous Takagi–Sugeno fuzzy controller with pole placement constraints: an LMI approach.  
IEEE Trans. Fuzzy Systems, 5(3). pp. 72–79.

**/Kang & Grizzle, 1999/**

J.M. Kang and W. Grizzle (1999). Nonlinear control for joint air and fuel management in a SI engine.  
IEEE American Control Conference.

**/Karnik et al., 2005/**

Amey Y. Karnik, Julia H. Buckland and Jim S. Freudenberg (2005). Electronic Throttle and Wastegate Control for Turbocharged Gasoline Engines.  
American Control Conference. June 8-10, Portland, OR, USA.

**/Khalid Khan et al., 2001/**

M. Khalid Khan, S.K. Spurgeon, P.F. Puleston (2001). Application of output feedback based dynamic sliding mode control to speed control of an automotive engine.  
European Control Conference, Porto, Portugal.

**/Khalid Khan et al., 2003/**

M. Khalid. Khan, S. K. Spurgeon and A. Levanty (2003). Simple output feedback 2-Sliding controller for systems of relative degree two.  
European Control Conference ECC'03, 1-4 septembre 2003, University of Cambridge

**/Khiar et al., 2005a/**

D. Khiar, J. Lauber, T. Floquet, TM. Guerra (2005). An observer design for the instantaneous torque estimation of an IC engine.  
IEEE Vehicle Power and Propulsion (VPP) Conference, Illinois Institute of Technology, Chicago, Illinois, USA.

**/Khiar et al., 2005b/**

D. Khiar, J. Lauber, T. Floquet, TM. Guerra (2005). Stabilisation d'une classe de système non linéaires incertains : application à une régulation de richesse.  
JDMACS'05, Lyon, janvier.

**/Khiar et al., 2006a/**

D. Khiar, J. Lauber, T. Floquet, T.M. Guerra, G. Colin., Y. Chamailard (2006). Observateur à entrée inconnue pour l'estimation du couple instantané d'un moteur essence.  
IEEE CIFA'06, Bordeaux, mai.

**/Khiar et al., 2006b/**

D. Khiar, J. Lauber, T.M. Guerra, T. Floquet, G. Colin, Y. Chamailard (2006). Nonlinear modeling and control approach for a turbocharged SI engine.  
IEEE IECON'06, ISBN 1-4244-0136-4, Paris, novembre.

**/Khiar et al., 2007a/**

D. Khiar, J. Lauber, T. Floquet, G. Colin, T.M. Guerra, Y. Chamailard (2007). Robust Takagi-Sugeno fuzzy control of a spark ignition engine.  
Control Engineering Practice, doi : 10.1016/j.conenprac.2007.02.003 (acceptée le 4/01/2007).

**/Khiar et al., 2007b/**

D. Khiar, J. Lauber, T. Floquet, G. Colin, T.M. Guerra, Y. Chamailard (2007). Control strategy for a turbocharged SI engine.  
Acceptée à European Control Conference ECC'07, Kos, Grèce, juillet.

**/Kiencke, 1999/**

U. Kiencke (1999). Engine misfires detection.  
Control engineering practice, Vol 7, pp. 203-208.

**/Kiencke & Nielsen, 2000/**

U. Kiencke, L. Nielsen(2000). Automotive control systems.  
SAE, Springer, Berlin. ISBN 3-540-66922-1.

**/Kim et al., 2001/**

Y. W. Kim, G. Rizzoni and V. I. Utkin (2001). Developing a fault tolerant power-train control system by integration design of control and diagnostics.  
Int. J. of Robust and nonlinear control

**/Kjergaard et al., 1994/**

L. Kjergaard, S. Nielsen, T. Vesterholm and E. Hendricks (1994). Advanced nonlinear engine idle speed control systems.  
SAE Paper, 940974.

**/Kristoffersson, 2006/**

I. Kristoffersson (2006). Model Predictive Control of a Turbocharged Engine. Masters' Degree Project, KTH Electrical Engineering, Stockholm, Sweden.

**/Kruszewski, 2006/**

A. Kruszewski (2006). Lois de commande pour une classe de modèles non linéaires sous la forme Takagi-Sugeno : mise sous forme LMI.  
Thèse de Doctorat, Univ. de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, LAMIH, décembre.

**/Landau, 1998/**

I. D. Landau (1998). Identification des systèmes.  
Editions Hermès, ISBN 2-86601-683-1.

**/Lauber et al., 2002/**

J. Lauber, T.M. Guerra, W. Perruquetti (2002). IC engine : tracking control for an inlet manifold with EGR  
Automotive and Transportation Technology congress, SAE, Paris.

**/Lauber et al., 2003/**

J. Lauber, T.M. Guerra, W. Perruquetti (2003). Commande robuste floue en couple d'un moteur thermique  
Journées « Automatique et Automobile », Bordeaux.

**/Lauber, 2003/**

J. Lauber (2003). Moteur à allumage commandé avec EGR : modélisation et commande non linéaires.  
LAMIH Thèse de l'université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis.

**/Lauber et al., 2004/**

J. Lauber, D. Khiar, T.M. Guerra, W. Perruquetti (2004). Commande floue des systèmes à retards : application à  
la régulation de richesse.  
IEEE CIFA , Douz Tunisie, novembre.

**/Lauber et al., 2005/**

J. Lauber, D. Khiar, G. Colin, T-M. Guerra, Y. Chamaillard, T. Floquet (2005). Commande en couple d'un  
moteur thermique.  
Journée Automatique et Automobile GT GDR CNRS, LAP, Bordeaux, janvier.

**/Lee, 2001/**

B. Lee, G. Rizzoni, , Guezennec , A.Soliman M. Cavalletti and J.Waters (2001). Engine control using torque  
estimation.  
SAE Technical Paper Series 0995.

**/Levant, 1998/**

A. Levant (1998). Robust Exact Differentiation via sliding mode technique.  
Automatica, Vol. 34, No. 3, pp. 379-384.

**/Ljung, 1987/**

L. Ljung (1987). System Identification-theory for the user,  
Prentice-Hall PTR, ISBN 0-13-881640-9.

**/Li & Yurkovich/**

X. Li et S. Yurkovich (1999). I-C engine Air/Fuel ratio prediction and control using Discrete-time Nonlinear  
adaptive technique.  
Proceeding of the American Control Conference, San Diego, California.

**/Lin et al., 2006/**

C. Lin, Q.G. Wang, T.H. Lee (2006), Delay-dependent LMI conditions for stability and stabilization of T-S  
fuzzy systems with bounded time delay.  
Fuzzy Sets and Systems 157, pp. 1229-1247

**/Liu & Zhang 2004/**

X. Liu and Q. Zhang (2003). New approaches to controller designs based on fuzzy observers for T-S fuzzy  
systems via LMI.  
Automatica, Vol.39(9), pp. 1571-1582.

**/Manamanni et al., 2007/**

N. Manamanni, B. Mansouri, A. Hamzaoui et J. Zaytoon (2007). Relaxed Conditions in Tracking Control Design for T-S Fuzzy Model  
Journal of Intelligent and Fuzzy Systems, Vol. 18(2), pp. 185-210.

**/Mianzo & Peng, 2000/**

Mianzo and Peng (2000). Modeling and control of a variable valve timing engine.  
American Control Conference, Chicago, Illinois.

**/Moraal & I. Kolmanovsky, 1999/**

P. Moraal et I. Kolmanovsky (1999). Turbocharger modeling for automotive control applications.  
In SI engine modeling. SP-1451, SAE Word congress, Detroit, USA.

**/Morère, 2001/**

Y. Morère (2001). Mise en œuvre de lois de commande pour les modèles flous de type Takagi-Sugeno  
LAMIH-SF, Thèse, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis.

**/Muske & Jones, 2006/**

K. R. Muske and J. C. P. Jones (2006). A model-based SI engine air fuel ratio controller.  
Proceedings of the 2006 American Control Conference. Minneapolis, Minnesota, USA.

**/Narendra et al. 1997/**

K. Narendra , J. Balakrishnan (1997). Adaptive control using multiple Models.  
IEEE Transactions on automatic Control. Vol.42 No.1 pp. 171-187.

**/Nieuwstadt et al., 2000/**

M.J. Van Nieuwstadt, I.V. Kolmanovsky, P.E. Moraal, A. Stefanopoulou, M. Jankovic (2000)  
EGR-VGT control schemes : experimental comparison for a high-speed diesel engine  
IEEE Control Systems Magazine.

**/Nocedal & Wright, 1999/**

J. Nocedal, S. J. Wright (1999). Numérical optimization.  
Springer Series in Operation Research, Springer, 636 p. ISBN 0-387-98793-2.

**/Park & Sunwoo, 2003/**

S. Park, M. Sunwoo (2003). Torque estimation of spark ignition engines via cylinder pressure measurement.  
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D. Journal of automobile engineering (Proc. Inst. Mech. Eng., D J. automob. eng.) ISSN 0954-4070

**/Passaquay, 2000/**

D. Passaquay (2000). Modélisation et commande de processus multivariables à base de logique floue –  
application à la commande de moteurs thermiques (thèse).  
LAAS, INSA, Toulouse.

**/Peaucelle et al., 2000/**

D. Peaucelle, D. Arzelier, O. Bachelier, J. Bernussou (2000). A new robust -stability condition for real convex  
polytopic uncertainty  
Systems and Control letters, 40 (1), pp. 21-30.

**/Perruquetti et Barbot, 2002/**

W. Perruquetti, J.P. Barbot (2002). Sliding mode control in engineering Control Engineering Series, Marcel Dekker, Inc., New York.

**/Petridis & Shenton, 2003/**

A.P. Petridis, A.T. Shenton (2003) Inverse NARMA : a robust control method applied to SI engine idle-speed regulation. Control engineering practice, Vol. 11, pp. 279-290.

**/Pfeiffer & Hedrick, 1999/**

J. M. Pfeiffer et J. K. Hedrick (1999). Nonlinear algorithms for simultaneous Speed tracking and air-fuel ratio control in an automobile engine. SAE Paper 0547.

**/Pieper & Mehrotra, 1999/**

J. K. Pieper and R. Mehrotra (1999). Air/Fuel ratio control using sliding mode methods. Proceeding of the American Control Conference, San Diego, California.

**/Powell et al., 1998/**

J. D. Powell, N. P. Fekete and C. F. Chang (1998). Observer-based air -fuel ratio control. IEEE Control Systems. pp. 0272-1708.

**/Pursifull et al., 2000/**

R. Pursifull , A. J. Kotwicki, S. Hong, (2000). Throttle flow caractérisation. SAE paper 0571

**/Raymond, 1995/**

C. Raymond (1995). Commande floue monovariante et multivariante selon l'expertise et par modélisation floue (méthodologie et application aux systèmes automobiles) (thèse). LAAS, INSA, Toulouse

**/Rizzoni & Connolly, 1993/**

G. Rizzoni and F-T. Connolly (1993). Estimate of IC engine torque from measurement of crankshaft angular position . SAE Technical Paper Series 932410.

**/Rizzoni, 1989/**

G.Rizzoni (1989). Estimation of indicated torque from crankshaft speed fluctuations: A model for the dynamique of the IC engine. IEEE Transaction on vehicular technology. Vol 38, No. 3, pp. 169-179.

**/Socolov & Glod, 1999/**

A. Socolov and T Glod (1999). Identifiability of Turbocharged IC Engine models. SAE paper 0216.

**/Sala et al., 2005/**

A. Sala, T. M. Guerra, R. Babuška (2005). Perspectives of fuzzy systems and control. Fuzzy Sets and Systems Vol. 156, pp 432-444

**/Sontag & Wang, 1995/**

E. D. Sontag, Y. Wang (1995). On characterizations of the input to state stability property. System and Control Letters, Vol. 24, pp. 351-359

**/Sorenson, 2005/**

S. C. Sorenson, E. Hendrikcs, S. Magnusson and A. Bertelsen (2005). Dynamic Turbocharger modelling for engine control.  
SAE paper 1942.

**/Souder & Hedrick, 2004/**

J. S. Souder et J. K. Hedrick (2004). Adaptive sliding mode control of air fuel ratio in internal combustion engines.  
International Journal of Robust and Nonlinear Control.

**/Spring, 2006/**

P. Spring, (2006). Modeling and control of pressure-wave supercharged engine system (thèse).  
Diss. ETH No 16490, Zurich.

**/Slotine & Li, 1990/**

J- J. E. Slotine and W. Li (1990). Applied Nonlinear Control.  
Printice Hall, ISBN: 0130400491.

**/Stefanopoulou et al., 1994/**

A.G. Stefanopoulou, J.W. Grizzle and J.S. Freudenberg(1994), Engine Air-Fuel Ratio and Torque Control Using Secondary Throttles.  
Proc, Conference on Decision and Control, pp. 2748-2753.

**/Stefanopoulou, 1996/**

A. Stefanopoulou (1996). Modeling and control of advanced technology engines (thèse).  
Diss.Electrical engineering: systems, University of Michigan.

**/Stotsky et al., 1999/**

A. Stotsky, B. Egardt, S. Eriksson (1999). Variable structure control of engine idle speed with estimation of unmeasurable disturbance.  
Proceeding of the Conference on Decision and Control, Phoenix, Arizona, USA.

**/Stotsky & Kolmanovski, 2002/**

A. Stotsky, I. Kolmanovski (2002). Application of input estimation techniques to charge estimation and control in automotive engines.  
Control Engineering Practice, Vol. 10, pp. 1371-1383.

**/Sugeno & Kang, 1988/**

M. Sugeno, G.T. Kang (1988). Structure identification of fuzzy models.  
Fuzzy Sets and Systems, Vol. 28, pp. 15-33.

**/Sun et al., 2005/**

J. Sun, I. Kolmanovsky, J. A. Cook, and J. H. Buckland (2005), Modeling and Control of Automotive Powertrain Systems: A Tutorial. American Control Conference. Portland, OR, USA.

**/Swoboda, 1984/**

B. Swoboda (1984). Mécanique des moteurs alternatifs. Publications de l'Institut Français du Pétrole, Editions Technip. ISBN 2-7108-0458-1.

**/Takagi & Sugeno 1985/**

T. Takagi, M. Sugeno (1985). Fuzzy identification of systems and its applications to modelling and control. IEEE Transactions on SMC, Vol. 15, pp. 116-132.

**/Takagi et al., 1998/**

S. Takagi, T. Sakamaki, S. Morita, T. Takiyama, M. Takigawa (1998). Transient exhaust gas improvement by adaptive neural network. JSAE Review, Vol. 19, pp. 15-19.

**/Tanaka & Sano, 1994/**

K. Tanaka & M. Sano (1994). A robust stabilisation problem of fuzzy control systems and its application to backing up control of truck-trailer. IEEE transaction on fuzzy systems. Vol. 2, pp. 119-134

**/Tanaka et al., 1998/**

K. Tanaka, T. Ikeda, & H.O. Wang (1998). Fuzzy regulators and fuzzy observers: relaxed stability conditions and LMI-based designs. IEEE Trans. Fuzzy Systems, 6(2), pp. 1- 6.

**/Tanaka & Wang, 2001/**

K. Tanaka, H.O. Wang (2001). Fuzzy control systems design and analysis: a linear matrix inequality approach. John Wiley & Son Eds, New York, Wiley-Interscience ISBN 0-471-32324-190000.

**/Taniguchi et al. 2000/**

T. Taniguchi, K. Tanaka & H.O. Wang (2000). Fuzzy descriptor systems and nonlinear model following control. IEEE Transactions on Fuzzy Systems. Vol 8(4), pp. 442-452

**/Tian & Peng, 2006/**

E. Tian, C. Peng (2006), Delay-dependent stability analysis and synthesis of uncertain T-S fuzzy systems with time-varying delay. Fuzzy Sets and Systems 157, pp. 544-559

**/Toulotte, 2006/**

P. F. Toulotte (2006). Attelage virtuel pour véhicules automatisés. Thèse de doctorat en automatique de l'Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis.

**/Truquet, 1997/**

R. Truquet (1997). Variations cycliques et dégagement de chaleur : Analyse et voies de contrôle. Thèse de l'Institut National de Polytechnique de Toulouse.

**/Tuan et al., 2001/**

H.D. Tuan, P. Apkarian, T. Narikiyo, Y. Yamamoto (2001). Parameterized linear matrix inequality techniques in fuzzy control system design.  
IEEE Transactions on Fuzzy System, 9 (2), pp. 324-332.

**/Van Nieuwstadt et al., 2000/**

M.J. Van Nieuwstadt, I.V. Kolmanovsky, P.E. Moraal, A. Stefanopoulou, M. Jankovic (2000). EGR-VGT control schemes : experimental comparison for a high-speed diesel engine  
IEEE Control Systems Magazine.

**/Walter & Pronzato, 1994/**

E. Walter et L. Pronzato (1994). Identification de modèles paramétriques à partir de données expérimentales.  
Editions Masson, ISBN 2-225-84407-0.

**/Wang et al., 1996/**

H.O. Wang, K. Tanaka, M. Griffin (1996). An Approach to Fuzzy Control of Nonlinear Systems : Stability and Design Issues  
IEEE Transactions on Fuzzy Systems, Vol. 4, pp. 14-23.

**/Wang, 1997/**

Y-Y Wang, V.Krishnaswami and G.Rizzoni, Event-based estimation of indicated torque for IC engines using sliding-mode observers.  
Control engineering Practice, Vol.5, pp. 1123-1129.

**/Wang et al., 1999/**

Y. Wang, A. Stephanopoulou, M. Levin (1999). Idle speed control: an old problem in a new engine design.  
Proceeding of the American Control Conference, San Diego, California.

**/Wang et al., 2004/**

R.J. Wang, W.W. Lin, W.J. Wang (2004), Stabilizability of linear quadratic state feedback for uncertain fuzzy time-delay systems.  
IEEE trans. SMC (Part B) 34, pp. 1288-1292.

**/Weber & Isermann, 2004/**

M. Weber et R. Isermann (2004). Rapid prototyping of model based control algorithms for diesel engines with turbocharger.  
XXI ICTAM, 15–21 August, Warsaw, Poland

**/Weeks,& Moskwa, 1995/**

R.W. Weeks, J.J. Moskwa (1995), Automotive Engine modeling for Real-Time Control Using Matlab/Simulink.  
SAE paper 950417.

**/Utkin, 1977/**

V.I. Utkin (1977). Variable structure systems with sliding modes  
IEEE Transaction on Automatic Control, Vol. 22, pp. 212-222.

**/SW1/**

Site internet de l'IFP, analyse et débat sur les problèmes liés à l'automobile (consulté le 02/09 /2006).  
[http://www.ifp.fr/IFP/fr/decouvertes/cles/contexte\\_eco/index.htm](http://www.ifp.fr/IFP/fr/decouvertes/cles/contexte_eco/index.htm)

**/SW2/**

ENERDATA: données statistiques sur l'énergie et les émissions polluantes dans le monde. :<http://www.enerdatafr.com/enerdatafr> (consulté le 02/09 /2006).

**/SW3/**

Site Internet de Techniques de l'ingénieur : <http://www.Techniques-ingenieur.fr> (consulté le 06/02 /2007)

**/SW4/**

Site Internet the MathWorks : [www.Mathworks.com](http://www.Mathworks.com) (consulté le 01/05/2006)

**/SW5/**

Site Internet : [http://rbmn.chez-alice.fr/Banc\\_essai\\_moteur\\_thermique.html](http://rbmn.chez-alice.fr/Banc_essai_moteur_thermique.html) (consulté le 01/03/2007)

---

## Références personnelles

### • Revue avec comité de lecture (1)

#### */Khiar et al., 2007a/*

D. Khiar, J. Lauber, T. Floquet, G. Colin, T-M. Guerra, Y. Chamaillard (2007). Robust Takagi-Sugeno fuzzy control of a spark ignition engine.  
Control Engineering Practice, doi : 10.1016/j.conenprac.2007.02.003 (acceptée le 4/01/2007 mise en ligne le 27/03/2007).

### • Conférence internationale avec actes et comité de lecture (5)

#### */Lauber et al., 2004/*

J. Lauber, D. Khiar, TM. Guerra, W. Perruquetti (2004). Commande floue des systèmes à retards : application à la régulation de richesse.

#### */Khiar et al., 2005a/*

D. Khiar, J. Lauber, T. Floquet, TM. Guerra (2005). An observer design for the instantaneous torque estimation of an IC engine.  
IEEE Vehicle Power and Propulsion (VPP) Conference, Illinois Institute of Technology, Chicago, Illinois, USA.

#### */Khiar et al., 2006a/*

D. Khiar, J. Lauber, T. Floquet, TM. Guerra, G Colin., Y.Chamaillard (2006). Observateur à entrée inconnue pour l'estimation du couple instantané d'un moteur essence.  
IEEE CIFA'06, Bordeaux, mai.

#### */Khiar et al., 2006b/*

D. Khiar, J. Lauber, T-M. Guerra, T. Floquet, G. Colin, Y. Chamaillard (2006). Nonlinear modeling and control approach for a turbocharged SI engine.  
IEEE IECON'06, ISBN 1-4244-0136-4, Paris, novembre.

#### */Khiar et al., 2007b/*

D. Khiar, J. Lauber, T. Floquet, G. Colin, T-M. Guerra, Y. Chamaillard (2007). Control strategy for a turbocharged SI engine.  
Acceptée à European Control Conference ECC'07, Kos, Grèce, juillet.

### • Conférence nationale avec actes et comité de lecture (1)

#### */Khiar et al., 2005b/*

D. Khiar, J. Lauber, T. Floquet, TM. Guerra (2005). Stabilisation d'une classe de systèmes non linéaires incertains : application à une régulation de richesse.  
JDMACS'05, Lyon, janvier.

### • Séminaire et autres communications (1)

#### */Lauber et al., 2005/*

J. Lauber, D. Khiar, G. Colin, T-M. Guerra, Y. Chamaillard, T. Floquet (2005). Commande en couple d'un moteur thermique.  
Journée Automatique et Automobile GT GDR CNRS, LAP, Bordeaux, janvier.

---

## Annexe A

### Généralités sur les moteurs thermiques

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

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

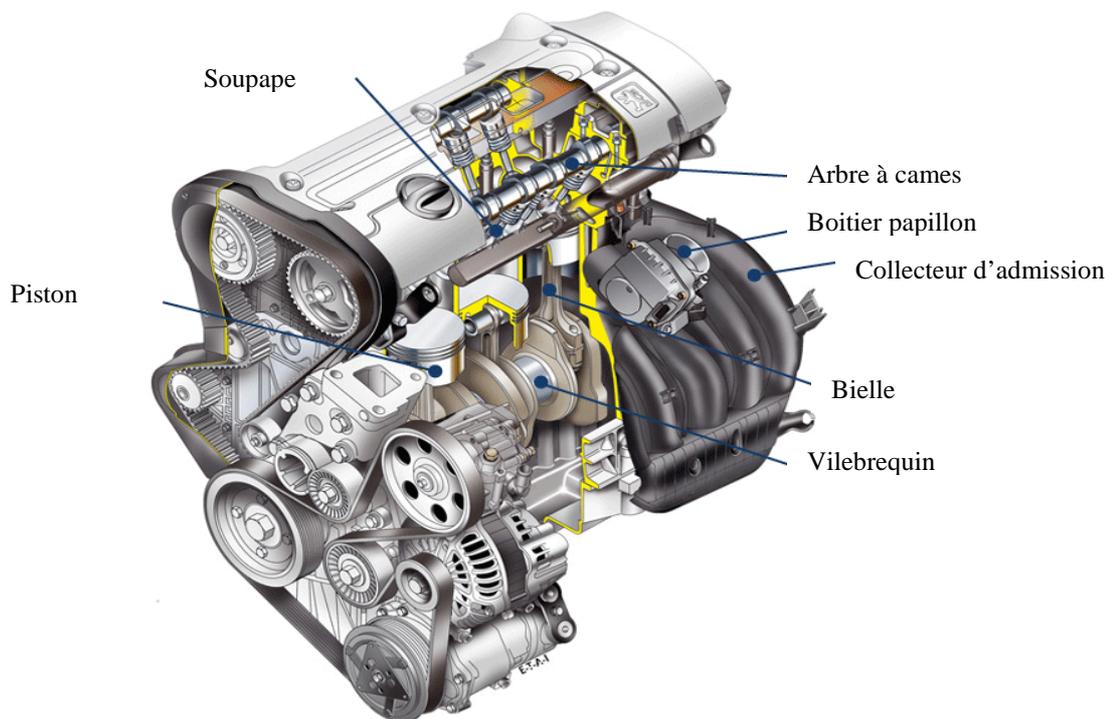


Figure 1. Architecture d'un moteur thermique /SW1/

Afin d'augmenter la puissance moyenne et de réduire les acyclismes au niveau des variations du couple qui sont dus au mouvement alternatif du piston, la configuration multicylindre est

privilegiée. Selon la disposition des cylindres, deux types de moteurs multicylindres sont utilisés (figure 2) : les cylindres en ligne ou les cylindres en V.

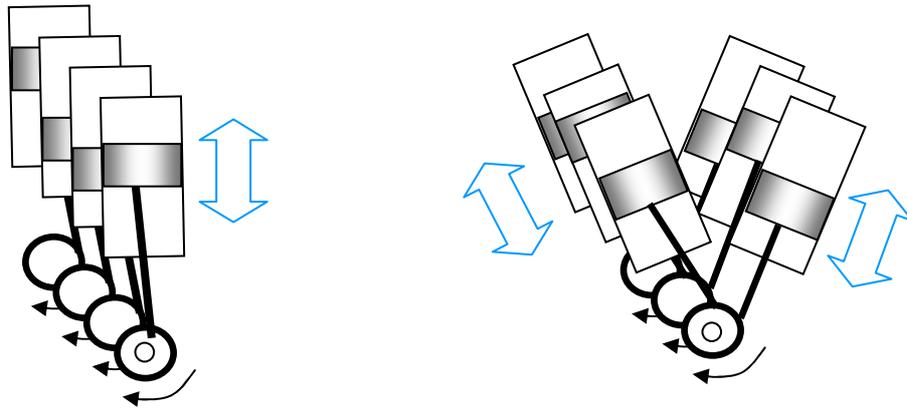


Figure 2. Les deux configurations de base des moteurs thermiques

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

Le principe de fonctionnement de ces moteurs peut être décrit, du point de vue thermodynamique, par le cycle théorique de beau de rochas (figure 3).

Les variations de la pression durant chaque cycle de fonctionnement permettent de calculer le travail issu des gaz et appliqué au piston. Sur le diagramme  $p-V$  (figure 3), c'est la différence entre les surfaces **S1** et **S2** qui représente ce travail, par cylindre, des forces de pression générées pendant un cycle complet :

$$W = \oint p dV \quad (\text{A.1})$$

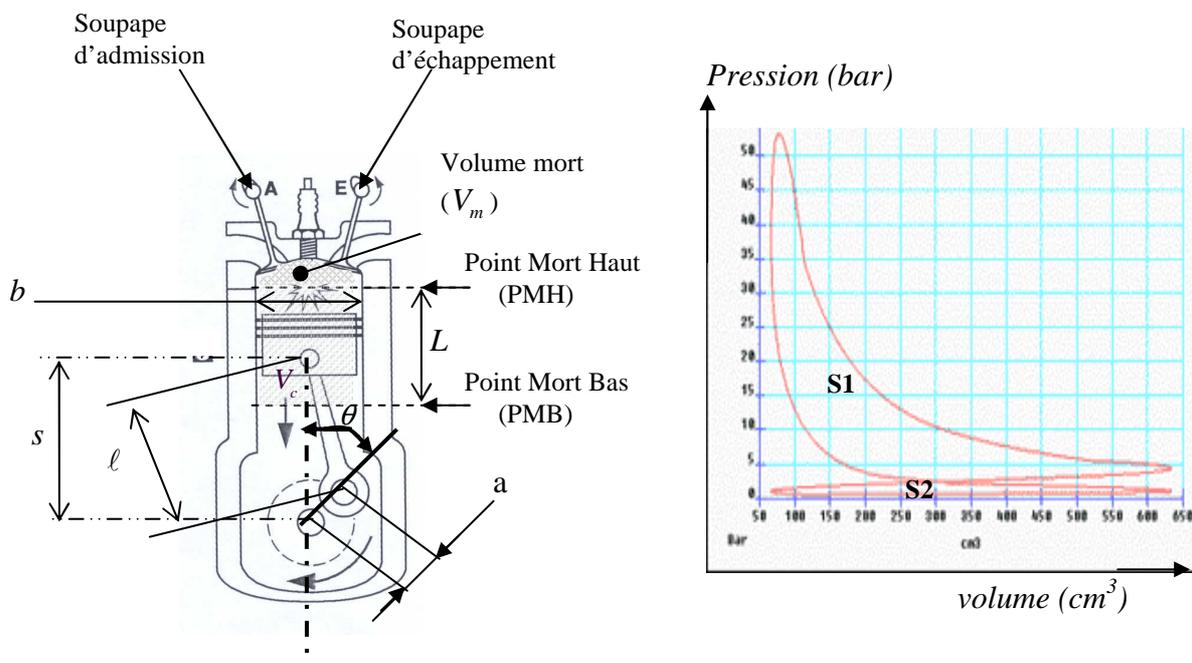


Figure 3. Géométrie du moteur et diagramme Pression-Volume

(Cycle réel de Beau de Rochas) /SW5/

Le cycle thermodynamique théorique est établi avec les hypothèses que le mélange carburé est un gaz parfait, que l'aspiration ainsi que l'échappement sont isobares et que la compression et la détente sont adiabatiques (pas d'échange de chaleur avec l'extérieur).

Cependant, pour le cycle réel, ces hypothèses ne sont pas totalement vérifiées puisque il y a toujours des échanges de chaleur au niveau des parois et la pression à l'admission n'est pas toujours constante. Cela, sans oublier les différents réglages imposés par le constructeur pour améliorer le fonctionnement du moteur (avance à l'allumage, retard d'ouverture et de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement, etc) qui conduisent à une modification conséquente du cycle théorique.

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

 Les paramètres géométriques

- *La cylindrée*

La cylindrée unitaire  $V_c$  correspond au volume engendré par un piston effectuant une course  $L$ .

$$V_c = \frac{\pi L b^2}{4} \quad (\text{A.2})$$

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

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

$$V_d = n_{cyl} V_c \quad (\text{A.3})$$

- *Le rapport de compression*

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

$$r_c = \frac{\text{volume total du cylindre}}{\text{le volume mort du cylindre}} = \frac{V_c + V_m}{V_c} \quad (\text{A.4})$$

$V_m$  est le volume mort correspondant au vide qui reste entre la culasse le piston quand ce dernier est au point mort haut (figure 3).

#### ✚ Rendements

- *Le rendement global*

Différents rendements partiels existent pour décrire les différentes pertes d'énergie à savoir /Heywood, 1988/ /Chaumerliac, 1995/ :

- le rendement de combustion  $\eta_{comb}$  qui correspond aux pertes dues au carburant imbrulé,
- le rendement thermodynamique théorique  $\eta_{th}$  issu du cycle thermodynamique théorique,
- le rendement de cycle,  $\eta_{cycle}$  qui est lié à la différence entre le cycle réel et le cycle théorique,
- le rendement organique  $\eta_{mec}$  qui correspond aux pertes mécaniques par frottement et l'énergie nécessaire au fonctionnement des accessoires indispensable au fonctionnement du moteur.

Le rendement global d'un moteur thermique est égal au produit de ces différents rendements :

$$\eta_{global} = \eta_{comb} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{cycle} \cdot \eta_{mec} \quad (\text{A.5})$$

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

- *Le rendement volumétrique*

C'est une grandeur qui concerne les moteurs à quatre temps. Il permet de caractériser les pertes en terme de charge en air des cylindres dues aux dépressions causées par différents accessoires (filtre d'air, vannes, échangeur de chaleur se trouvant en amont des soupapes

d'admission, ...). Le rendement volumétrique peut être décrit par l'une des deux relations suivantes :

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_{cyl}}{\rho_{cyl} V_d N} \quad (\text{A.6})$$

$$\eta_v = \frac{m_{cyl}}{\rho_{air} V_d} \quad (\text{A.7})$$

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

#### 🚦 La consommation spécifique du carburant

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

$$\text{csc} = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (\text{A.8})$$

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

$$\eta_{ess} = \frac{W_c}{m_f Q_{ess}} = \frac{P}{\dot{m}_f Q_{ess}} = \frac{1}{\text{csc} Q_{ess}} \quad (\text{A.9})$$

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

$Q_{ess}$  est la constante énergétique de l'essence.

#### 🚦 La puissance d'un moteur

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

$$P = \frac{\eta_{ess} m_{cyl} N Q_{ess}}{n_R \left( \frac{\dot{m}_{cyl}}{\dot{m}_f} \right)} \quad (\text{A.10})$$

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

$$P = \frac{\eta_{ess} \eta_v Q_{ess} \rho_{air} V_d N}{2 \left( \frac{\dot{m}_{cyl}}{\dot{m}_f} \right)} \quad (\text{A.11})$$

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

## *Annexe B*

### **B.1 Modèles flous de type Takagi-Sugeno (TS)**

L'approche de modélisation floue d'un processus physique consiste à représenter ce dernier par un modèle à base de règles. Les modèles flous de type Takagi-Sugeno (TS) /Takagi & Sugeno, 1985/ /Sugeno et Kang, 1988/, ont des règles de la forme suivante :

$$R_i : SI(x_1 \text{ est } a_1) ET \dots (x_n \text{ est } a_n) ALORS (y = H_i(x)) \quad (B.1)$$

En principe, les conclusions des règles  $H_i(x)$  sont des fonctions arbitraires des composantes du vecteur des entrées  $x$ . Mais dans le cas général, ces sorties prennent la forme d'une combinaison linéaire des entrées ou encore de représentations d'état linéaires /Tanaka *et al.*, 1998/ /Morère, 2001/.

Il existe plusieurs méthodes pour obtenir ces modèles flous selon le système étudié et l'objectif souhaité (commande, simulation, prédiction...). Par exemple, dans le cas d'absence d'un modèle de connaissance (issu des lois de la physique) des méthodes d'identification basées sur une structure de modèle donnée sont utilisées. Deux familles d'approches distinctes sont disponibles dans la littérature. La première consiste à décrire le fonctionnement du système par des modèles locaux, linéaires ou non, identifiés en plusieurs points de fonctionnement /Tanaka & Sano, 1994/ 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. Cette approche est connue sous le nom de multimodèles.

La deuxième méthode consiste à imposer une structure de modèles (conclusion et prémisses) puis à identifier tous les paramètres, en utilisant des jeux de données entrées/sorties du système /Takagi & Sugeno, 1985/ /Sugeno & Kang, 1988/ /Gasso, 2000 /.

Dans le cadre de cette thèse, une autre méthode est utilisée puisque nous disposons des modèles mathématiques du système considéré. Celle-ci est basée sur l'approche dit de secteur non linéaire /Tanaka & Wang, 2001/. Le modèle flou est alors déduit par simple reformulation de la structure existante, ce qui correspond à une représentation exacte du modèle non linéaire dans le compact de l'espace d'état considéré. Pour développer cette approche et pour des raisons de clarté, les notions et notations suivantes sont adoptées :

L'entier  $i = 1, 2, \dots, r$ ,  $r$  étant le nombre de règles "Si ... alors",  $F_j^i : (j = 1, 2, \dots, p)$  les sous-ensembles flous des prémisses,  $x(t) \in R^n$  le vecteur d'état,  $u(t) \in R^m$  le vecteur des

entrées,  $y(t) \in R^q$  le vecteur des sorties,  $A_i \in R^{n \times n}$ ,  $B_i \in R^{n \times m}$ ,  $C_i \in R^{q \times n}$  et  $z_1(t), \dots, z_p(t)$  les variables des prémisses. Les modèles flous TS peuvent alors se représenter sous la forme suivante :

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

A chaque règle  $i$  est attribué un poids  $w_i(z(t))$  qui dépend de la valeur de vérité (ou 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 :

$$w_i(z(t)) = \prod_{j=1}^p F_j^i(z_j(t)) \quad i = 1, 2, \dots, r \quad \text{Avec } w_i(z(t)) \geq 0, \text{ pour tout } t \quad (\text{B.3})$$

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

$$\dot{x}(t) = \frac{\sum_{i=1}^r w_i(z(t)) (A_i x(t) + B_i u(t))}{\sum_{i=1}^r w_i(z(t))} \quad (\text{B.4})$$

$$y(t) = \frac{\sum_{i=1}^r w_i(z(t)) C_i x(t)}{\sum_{i=1}^r w_i(z(t))} \quad (\text{B.5})$$

En posant  $h_i(z(t)) = \frac{w_i(z(t))}{\sum_{i=1}^r w_i(z(t))}$ , les relations (B.4) et (B.5) sont réécrites sous la forme

suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) (A_i x(t) + B_i u(t)) \\ y(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) C_i x(t) \end{cases} \quad (\text{B.6})$$

Les fonction  $h_i(z(t))$  vérifient la propriété de somme convexe, i.e. :

$$\sum_{i=1}^r h_i(z(t)) = 1 \quad (\text{B.7})$$

Avec  $0 \leq h_i(z(t)) \leq 1$  et  $w_i(z(t)) \geq 0$ , pour tout  $t$ .

## B.2 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 :

$$\dot{x}(t) = F(x(t)) + G(x(t)) \cdot u(t) \quad (\text{B.8})$$

Avec  $x \in \mathbb{R}^n$ ,  $u \in \mathbb{R}^m$ ,  $f(0) = 0$  et les champs de vecteurs  $f$  et  $g$  sont bornés sur  $\mathbb{R}^n$ .

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 (B.8) /Tanaka *et al*, 1998/, /Morère, 2001/, /Guerra & Vermeiren, 2003/. Cette approche est illustrée par le lemme suivant :

Lemme 1 /Morère, 2001/ : Soit  $f$  une fonction quelconque bornée sur un intervalle  $I$ , alors il existe  $\alpha \in \mathbb{R}$ ,  $\beta \in \mathbb{R}$ ,  $h_1(x) > 0$ ,  $h_2(x) > 0$  et  $h_1(x) + h_2(x) = 1$ , tels que :  $\forall x \in I$ ,  $f(x) \in [\underline{f}, \bar{f}]$ ,  $f(x) = \alpha h_1(x) + \beta h_2(x)$ .

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

$$f(x) = \frac{\bar{f} - f(x)}{\bar{f} - \underline{f}} \cdot \underline{f} + \frac{f(x) - \underline{f}}{\bar{f} - \underline{f}} \cdot \bar{f} \quad \text{en posant : } h_1(x) = \frac{\bar{f} - f(x)}{\bar{f} - \underline{f}} \quad \text{et} \quad h_2(x) = \frac{f(x) - \underline{f}}{\bar{f} - \underline{f}}$$

Dans ce cas, le modèle TS (B.6) obtenu représente de façon exacte le modèle non linéaire (B.8) pour  $x \in \mathbb{R}^n$  et comporte  $2^{nl}$  règles floues où  $nl$  correspond au nombre de non linéarités du modèle (B.8). 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.

## B.3 Etude de la stabilité et stabilisation 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 (B.6), l'approche basée sur la seconde méthode de Lyapunov reste, de loin, la plus utilisée.

### B.3.1 Stabilité des modèles TS

Considérons le cas d'un système autonome décrit par le modèle flou de type TS de la forme :

$$\dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) A_i x(t) \quad (\text{B.9})$$

Alors, les conditions suffisantes pour la convergence asymptotique de l'état  $x(t)$ , à partir d'une condition initiale  $x(t=0) = x_0 \neq 0$ , vers le point d'équilibre  $x(t) = 0$  sont données par le théorème suivant :

Théorème B.1/Tanaka et Sano, 1994/:

Le modèle flou continu décrit par (B.9) est asymptotiquement stable s'il existe une matrice symétrique  $P > 0$  telle que :

$$A_i^T P + P A_i < 0, \quad \forall i \in \{1 \dots r\} \quad (\text{B.10})$$

*Preuve* : considérons le cas classique d'une fonction de Lyapunov quadratique  $V(x(t))$  telle que :

$$V(x(t)) = x^T(t) P x(t), \text{ avec } P > 0 \quad (\text{B.11})$$

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

$$\dot{V}(x(t)) < 0 \quad (\text{B.12})$$

En introduisant (B.9) dans (B.12) on trouve :

$$\sum_{i=1}^r h_i(z(t)) \cdot (A_i^T P + P A_i) < 0, \quad \forall i \in \{1 \dots r\} \quad (\text{B.13})$$

Sachant que  $h_i(z(t)) \geq 0$ , on en déduit que l'inégalité (B.13) est vraie si et seulement si (B.10) est vérifiée.

### B.3.2 Conditions de base pour la stabilisation quadratique des modèles flous TS

Le plus souvent, pour stabiliser les modèles flous de type Takagi-Sugeno, la loi de commande  $u(t)$  de type PDC (Parallel Distributed Compensation) est utilisée. Celle-ci correspond un retour d'état non linéaire qui utilise les mêmes fonctions  $h_i(z(t))$  que le modèle et des gains constants  $F_i$  tels que :

$$u(t) = - \sum_{i=1}^r h_i(z(t)) F_i x(t) \quad (\text{B.14})$$

On s'intéresse ici à la stabilisation quadratique des modèles flous TS, i.e., en utilisant la fonction de Lyapunov  $V(x(t)) = x^T(t) P x(t)$  avec  $P > 0$ . En appliquant la loi de commande (B.14) au modèle (B.6), la boucle fermée prend la forme suivante :

$$\dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i(z(t)) h_j(z(t)) (A_i - B_i F_j) x(t) \quad (\text{B.15})$$

En posant  $\Upsilon_{ij} = A_i - B_i F_j$ , les conditions de stabilité du système en boucle fermée sont alors énoncées dans le *théorème 2*.

*Théorème B.2* /Tanaka et Sugeno, 1992/ :

L'équilibre du modèle flou continu (B.15) est asymptotiquement stable s'il existe une matrice

$P = P^T > 0$  telle que :

$$\begin{cases} \Upsilon_{ii}^T P + P \Upsilon_{ii} < 0 \\ \left( \Upsilon_{ij} + \Upsilon_{ji} \right)^T P + P \left( \Upsilon_{ij} + \Upsilon_{ji} \right) < 0, \quad i < j \end{cases} \quad (\text{B.16})$$

Pour tout  $i, j = 1, 2, \dots, r$ , exceptées les paires  $(i, j)$  telles que  $h_i(z(t)) h_j(z(t)) = 0, \forall t$ .

La détermination des gains  $F_j$  ( $j = 1, 2, \dots, r$ ) de la loi de commande PDC passe alors par la transformation des conditions du *théorème 2* en un problème équivalent prenant la forme d'inégalités matricielles linéaires (LMI pour Linear Matrix Inequalities /El Ghaoui, 1997/) qui peut être résolu par les outils d'optimisation convexe. Cette transformation correspond à de simples changement de variables  $X = P^{-1}$  et  $F_i = M_i P^{-1}$ , d'où après congruence avec  $X = P^{-1}$  des inégalités (B.16), on obtient les expressions LMI suivantes en fonction des variables  $X$  et  $M_i$  :

$$\begin{cases} A_i X + X A_i^T - B_i M_i - M_i^T B_i^T < 0 \\ A_i X + X A_i^T + A_j X + X A_j^T - B_i M_j - M_j^T B_i^T - B_j M_i - M_i^T B_j^T < 0 \end{cases} \quad (\text{B.17})$$

*Le taux de décroissance :*

Une des méthodes permettant d'agir sur les dynamiques (pôles) des sous-modèles en boucle fermée consiste à imposer un taux de décroissance  $2\alpha$  /Tanaka & Wang, 2001/. La condition de stabilité (B.12) devient alors :

$$\dot{V}(x(t)) < -2\alpha V(x(t)), \quad \alpha \geq 0 \quad (\text{B.18})$$

Dans le plan complexe, cette condition revient à faire un placement arbitraire des pôles des sous-modèles dans le demi plan gauche avec les parties réelles de ces derniers qui soient inférieures ou égales à  $(-\alpha)$  (figure 1).

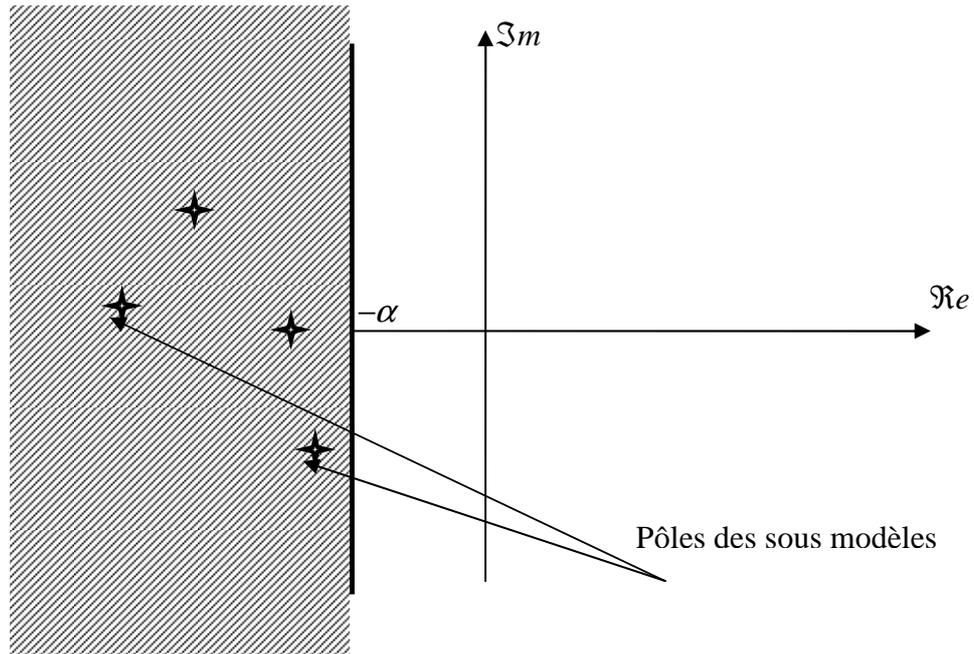


Figure 1. Effet du taux de décroissance sur les pôles des sous modèles en boucle fermée

Avec le taux de décroissance  $2\alpha \geq 0$ , les conditions de stabilité formulées par les LMI (B.17) deviennent :

$$\begin{cases} A_i X + X A_i^T - B_i M_i - M_i^T B_i^T + 2\alpha X < 0 \\ A_i X + X A_i^T + A_j X + X A_j^T - B_i M_j - M_j^T B_i^T - B_j M_i - M_i^T B_j^T + 4\alpha X < 0 \end{cases} \quad (\text{B.19})$$

Une extension de cette approche de placement de pôles des sous modèles linéaires appelée D-stabilité a fait l'objet de /Chilali et Gahini, 1996/ et a été appliquée à la commande de véhicule à propulsion électrique dans /Toulotte, 2006/.

---

## Modélisation et commande d'un moteur thermique à allumage commandé

### **Résumé :**

Le thème principal de ce travail concerne la commande du circuit d'air et du circuit d'essence des moteurs thermiques à allumage commandé avec ou sans suralimentation en air. La présentation se décompose en cinq chapitres.

Le premier chapitre donne un état de l'art concernant la modélisation orientée «contrôle» et la commande du circuit d'admission d'air-essence. La problématique de l'estimation et de la commande du couple moteur est également traitée.

Dans le deuxième chapitre, les modèles mis en œuvre dans la suite du mémoire, et l'identification de leurs paramètres sont présentés. Les modèles moyens qui sont décrits permettent de faire un compromis entre complexité du modèle et adéquation aux synthèses des lois de commande proposées. Le couple moteur n'étant pas mesuré sur un véhicule de série, son estimation fait l'objet de la fin de ce chapitre.

Le troisième chapitre propose l'utilisation des modèles flous de type Takagi-Sugeno (TS) pour réaliser le contrôle de différentes variables. Après un rapide rappel de ce type de modèle, son application à la commande en couple, puis au problème de la richesse (rapport air/essence à la stœchiométrie près) sont abordés.

Le quatrième chapitre correspond à un certains nombres d'essais réels qui ont été réalisés sur le banc moteur. En particulier, ces essais ont permis de valider des lois de commande présentées dans le chapitre précédent sur la commande du circuit d'air et du couple moteur. Le dernier chapitre présente quelques perspectives à ce travail.

**Mots clés :** moteur thermique à allumage commandé, turbocompresseur, modélisation et commande non linéaire, modèles Takagi-Sugeno, retard variable, commande robuste.

### **Abstract :**

This work deals with modeling and control of spark ignition engines with or without turbocharging. Indeed, the present report is divided into five chapters.

The first chapter is an overview about control oriented modeling, control and estimation of unmeasured variables of internal combustion engines.

In the second one, models parameters of a downsized three cylinder engine are estimated and a use of unknown input observers for engine combustion torque estimation is presented. These models are used in the third chapter to develop some control laws based on Takagi-Sugeno (TS) fuzzy modeling and control approach. Existing results concerning TS models control for classical and delayed state cases are presented. In addition, a theoretical result about uncertain TS models stabilization with  $H_{\infty}$  criterion is shown. These models are used in the controllers' synthesis for air – fuel admission and engine torque control. Then, simulation results are given.

The fourth chapter is a presentation of some obtained real-time results from an engine test bench.

Finally, in the fifth and last chapter, some current works and perspectives about the presented work in this report are given.

**Keywords :** spark ignition engine, turbocharger, modeling and nonlinear control, Takagi-Sugeno models, variable delay, robust control.

---