

Modélisation et Contrôle Flou du Système d'Air d'un Moteur Essence avec Turbocompresseur

T.A.T Nguyen¹ J. Lauber¹ M. Dambrine¹

¹ Université Lille Nord de France, F-59000 Lille, France

UVHC, LAMIH, F-59313 Valenciennes, France

CNRS, UMR 8530 F-59313 Valenciennes, France

e-mail: {trananhthu.nguyen, jimmy.lauber, michel.dambrine}@univ-valenciennes.fr

Résumé :

La technique, dite downsizing, consistant à réduire la cylindrée du moteur tout en préservant ses performances devient aujourd'hui incontournable pour diminuer la consommation et ainsi que les émissions de CO₂ dans l'industrie automobile. Dans ce contexte, de nombreuses études se sont focalisées sur le contrôle du système d'air ces dernières années. Cet article présente une modélisation de ce système complexe et propose une stratégie de commande basée sur les modèles flous de type Takagi-Sugeno. En comparaison avec les approches existantes, la stratégie choisie permet de traiter plus facilement les non-linéarités, d'alléger considérablement l'effort de calibration ainsi que l'implémentation.

Mots-clés :

Moteur essence, modélisation, turbocompresseur, commande PDC, LMI.

1 INTRODUCTION

1.1 Motivation

Aujourd'hui, les moteurs modernes doivent affronter les défis souvent antagonistes. D'une part, les normes d'antipollution imposées aux constructeurs automobiles à l'échelle internationale deviennent de plus en plus sévères à cause des préoccupations environnementales. D'autre part, les demandes des automobilistes au niveau de performances et de rendement sont toujours plus exigeantes. Tous ces objectifs doivent être réalisés à bas coût pour les véhicules de série. Le downsizing (réduction de la cylindrée du moteur) est une solution très prometteuse pour atteindre ces objectifs. Cette technologie s'appuie sur l'utilisation d'un turbocompresseur permettant d'augmenter la densité des gaz à l'admission du moteur et d'améliorer ses performances. Malheureusement, sa présence provoque le phénomène appelé "turbo lag",

c'est-à-dire la dynamique lente du moteur et le manque de couple à bas régime.

Cette étude présente la conception de contrôleurs basés sur des modèles de type Takagi-Sugeno (TS) [19] pour gérer le circuit d'air d'un moteur essence turbocompressé. Cette technique a déjà été appliquée avec succès dans le même contexte [13] et [14]. L'article est organisé en 6 sections. La Section 1 introduit le travail en présentant le système étudié et la stratégie de commande. La Section 2 rappelle les éléments principaux concernant la modélisation du moteur turbocompressé. Dans la Section 3, la conception de contrôleurs flous pour modèles TS est décrite. Cette théorie est appliquée pour contrôler les actionneurs du circuit d'air dans la Section 4. Les résultats obtenus avec l'approche proposée sont reportés dans la Section 5. Finalement, quelques conclusions et perspectives sont données.

1.2 Description du système et stratégie de contrôle

Dans un moteur turbocompressé, l'énergie contenue dans les gaz d'échappement (sous la forme d'enthalpie) est récupérée pour compresser l'air dans le collecteur d'admission et donc augmenter le débit d'air entrant dans les cylindres D_{cyl} . La Figure 1 illustre l'architecture du moteur essence turbocompressé à 4 cylindres étudié. Il est fortement recommandé de ne pas descendre en dessous de deux niveaux de titre. Les paragraphes ne sont pas décalés. Les sections et sous-sections sont numérotées comme dans cette page. Un saut de ligne est disposé avant et après les titres de section et sous-section.

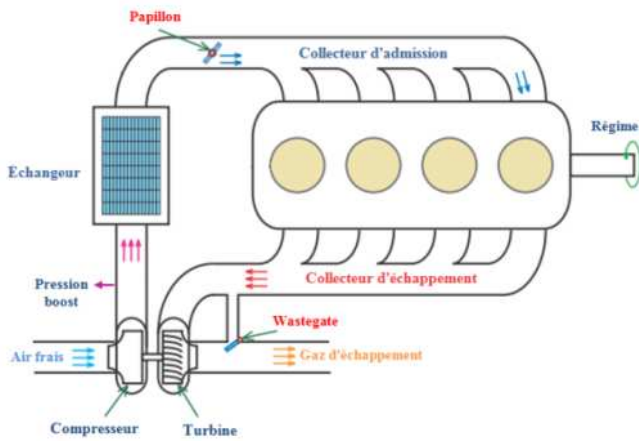


Figure 1 – Schéma du moteur essence turbocompressé

Le fonctionnement du moteur essence à la stœchiométrie (dû aux contraintes de pollution) implique la relation directe entre le couple moteur et la masse d'air enfermé dans les cylindres. Cette masse d'air, quant à elle, dépend fortement de la pression au collecteur d'admission. L'objectif du contrôle du circuit d'air est donc de contrôler cette pression. Les pertes de pompage sont minimisées lorsque l'ouverture du papillon est maximale possible dans la zone de suralimentation [6]. En l'occurrence, la pression $P_{sural} \approx P_{man}$ est contrôlée par la wastegate. Seulement à basse pression, le papillon est activé pour contrôler la pression de collecteur P_{man} .

Concernant le contrôle du système d'air, jusqu'à présent, les lois de commande proposées dans la littérature restent majoritairement basées sur des versions linéarisées du modèle non linéaire ([3], [4] et [11]). L'inconvénient persistant de ce type de contrôleur est que le compromis entre la performance et la robustesse dans toute la plage de fonctionnement du moteur est difficile à satisfaire. De plus, l'effort de calibration est très coûteux car les contrôleurs doivent être réglés pour chaque point de fonctionnement. Seule une stratégie de commande basée sur le modèle peut permettre de surmonter ces limites. Dans ce travail, nous adoptons un modèle similaire à celui de [17] qui propose une planification de trajectoire et une linéarisation par retour d'état. Dans notre cas, une commande basée sur un modèle TS

permet de faciliter l'analyse de la stabilité, et d'implémenter l'ensemble avec coût en calculs réduit.

L'architecture de commande en couple du moteur essence turbocompressé est présentée dans la Figure 2. Le couple moteur est lié directement à la demande du conducteur. Le superviseur (non décrit dans ce travail) a pour but de fournir des consignes (la pression $P_{(man,ref)}$) en tenant compte de tous les compromis faits par les motoristes au niveau de consommation, de polluants, d'agrément de conduite, etc. Le schéma de contrôle proposé combine deux modules de contrôle séparés, mais coordonnés, pour deux actionneurs.

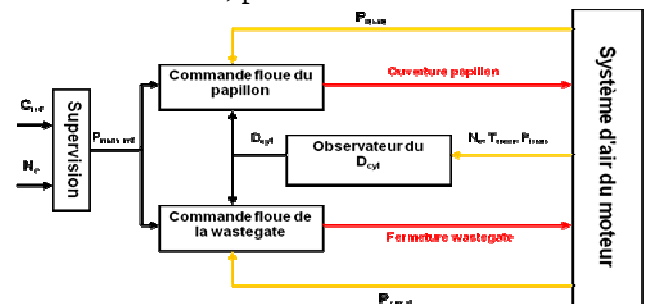


Figure 2 – Schéma général de contrôle du système d'air

2 MODELISATION

Dans cette section, les équations principales gouvernant le comportement du circuit d'air sont rappelées. Pour plus de détails, le lecteur peut se référer à [5], [7], et [16].

2.1 Dynamiques de l'air aux collecteurs

Dans cette partie, nous cherchons à modéliser les pressions dans les collecteurs d'admission et d'échappement. Pour cela, ces collecteurs sont supposés à volumes fixes et indéformables et où les conditions thermodynamiques sont supposées homogènes. De plus, la variation de température (i.e. $\dot{T} = 0$) est négligée, alors le modèle de remplissage-vidage proposé par [9] peut être utilisé.

La dynamique de la pression dans le collecteur d'admission est déduite à partir de la relation des gaz parfaits :

$$\dot{P}_{man} = \frac{RT_{man}}{V_{man}} (D_{pap} - D_{cyl}) \quad (1)$$

où la pression P_{man} et la température T_{man} sont mesurées par des capteurs dans le collecteur d'admission. La commande de papillon est la section d'ouverture $u_{pap} \triangleq S_{pap}$. Le débit à travers le papillon D_{pap} est calculé par l'équation Barré de Saint-Venant $D_{pap} = u_{pap} \Phi_{pap}(\Pi_{pap})$ (voir ANNEXE). Ce modèle de débit papillon est utilisé pour développer un observateur de débit d'air cylindre D_{cyl} (Sous-section 2.2) et pour contrôler le papillon par la suite.

De la même façon, la dynamique de la pression à l'échappement s'écrit :

$$\dot{P}_{sch} = \frac{RT_{sch}}{V_{sch}} (D_{adm} - D_{sch}) \quad (2)$$

où $D_{adm} \triangleq D_{cyl} + D_{carb}$ le débit d'admission et $D_{sch} \triangleq D_t + D_{wg}$ le débit d'échappement. Nous avons donc

$$\dot{P}_{sch} = \frac{RT_{sch}}{V_{sch}} (D_{cyl} + D_{carb} - D_t - D_{wg}) \quad (3)$$

où le débit traversant la wastegate D_{wg} est calculé par l'équation Barré de Saint-Venant $D_{wg} = u_{wg} \Phi_{wg}(\Pi_t)$, avec $u_{wg} \triangleq S_{wg}$ la section d'ouverture de la wastegate.

2.2 Modèle de remplissage du moteur

Le débit à travers de la soupape d'admission D_{cyl} peut être calculé par [10]

$$D_{cyl} = \eta_{vol} \frac{n_{cyl} P_{man} V_{cyl}}{RT_{man}} \frac{N_s}{120} \quad (4)$$

Avec $n_{cyl} = 4$ nombre de cylindres et $\eta_{vol} = \eta_{vol}(N_s, P_{man})$ rendement volumétrique donné par une cartographie. Pour un moteur essence turbocompressé à turbine à géométrie fixe, ce terme est également dépendant du fonctionnement de la wastegate [1]. En fait, plus la pression à l'échappement est importante, plus les gaz résiduels restent abondant, limitant le flux d'air entrant dans le cylindre. Une incertitude réside donc au

niveau de masse d'air enfermée dans le cylindre lorsque la wastegate agit. Pour régler ce problème, il est possible d'introduire un terme de compensation $\Delta\eta_{vol}$. Le débit cylindre devient donc

$$D_{cyl} = (\eta_{vol} + \Delta\eta_{vol}) \frac{n_{cyl} P_{man} V_{cyl}}{RT_{man}} \frac{N_s}{120} \quad (5)$$

L'objectif est de reconstruire l'état du système $x = [x_1 \ x_2]^T = [P_{man} \ \Delta\eta_{vol}]^T$ en supposant que le terme de compensation $\Delta\eta_{vol}$ ne varie pas beaucoup (i.e. $\dot{\Delta\eta_{vol}} = 0$), nous aboutissons au modèle de référence

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \alpha_{man} (D_{pap} - (\eta_{vol} + x_2)) \\ \dot{x}_2 = 0 \\ y = x_1 \end{cases} \quad (6)$$

où $\alpha_{man} \triangleq \frac{RT_{man}}{V_{man}}$ et $\beta_{man} \triangleq \frac{V_{cyl}}{RT_{man}} \frac{N_s}{120}$.

L'observateur adaptatif du débit d'air cylindre est donné par [15]

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_1 = \alpha_{man} (D_{pap} - (\eta_{vol} + \hat{x}_2)) \\ \quad - \alpha_{man} \beta_{man} K_1 (\hat{x}_1 - y) \\ \dot{\hat{x}}_2 = \alpha_{man} \beta_{man} \hat{x}_1 K_2 (\hat{x}_1 - y) \end{cases} \quad (7)$$

où K_1, K_2 sont les deux gains constants à calibrer.

Par ailleurs, le moteur essence doit fonctionner à la stœchiométrie pour la raison d'antipollution. Le débit de carburant injecté peut déduire donc: $D_{carb} = \frac{1}{\lambda_s} D_{cyl}$.

2.3 Modélisation et performance du turbocompresseur

La vitesse de rotation du turbocompresseur est modélisée en utilisant la seconde loi de Newton :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} J_{tb} N_{tb}^2 \right) = \mathcal{P}_t - \mathcal{P}_c \quad (8)$$

La puissance consommée par le compresseur est :

$$\mathcal{P}_c = D_c C_{p,c} T_{amb} \frac{1}{\eta_c} \left(\Pi_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right) \quad (9)$$

où $\Pi_c \triangleq \frac{P_{sural}}{P_{amb}} > 1$ est le ratio de pression du compresseur. La puissance délivrée par la turbine s'écrit

$$\mathcal{P}_t = D_t C_{p,t} T_{sch} \eta_t \left(1 - \Pi_t^{\frac{1-\gamma_t}{\gamma_t}} \right) \quad (10)$$

où $\Pi_t \triangleq \frac{P_t}{P_{sch}} < 1$ est le ratio de pression de la turbine.

Les caractéristiques du compresseur et de la turbine sont souvent présentées sous forme de cartographies. En général, nous disposons très peu de points de fonctionnements de ces deux composants (qui sont fournis par les fabricants), des phases d'interpolation et d'extrapolation sont indispensables afin d'obtenir des cartographies complètes.

Compresseur La prise en compte des variations des conditions thermodynamiques en amont du compresseur se fait en corrigeant les variables (débit, régime) du compresseur [16]

$$\begin{cases} D_{c,cor} = D_c \sqrt{\frac{T_{amb}}{P_{amb}}} \\ N_{tb,cor} = \frac{N_{tb}}{\sqrt{T_{amb}}} \end{cases}$$

Ces grandeurs sont obtenues via des cartographies qui ne peuvent être fournies pour des raisons de confidentialité.

Turbine De façon similaire, les variables corrigées de la turbine [7]

$$\begin{cases} D_{t,cor} = D_t \sqrt{\frac{(T_{sch}/T_{t,ref})}{(P_{sch}/P_{t,ref})}} \\ N_{tb,cor} = \frac{N_{tb}}{\sqrt{(T_{sch}/T_{t,ref})}} \end{cases}$$

où $P_{t,ref}$ et $T_{t,ref}$ sont les conditions thermodynamiques de référence pour l'interpolation et l'extrapolation des cartographies. De même que précédemment, ces grandeurs cartographiées sont confidentielles.

2.4 Réduction du modèle pour la commande

En regroupant toutes les équations (1), (3), (8), (9), et (10), nous avons les trois dynamiques gouvernant le système d'air du moteur essence turbocompressé

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} J_{tb} N_{tb}^2 \right) = D_t C_{p,t} T_{sch} \eta_t \left(1 - \Pi_t^{\frac{1-\gamma_t}{\gamma_t}} \right) - D_c C_{p,c} T_{amb} \frac{1}{\eta_c} \left(\Pi_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right) \\ \dot{p}_{sch} = \frac{RT_{sch}}{V_{sch}} (D_{cyl} + D_{carb} - D_t - D_{wg}) \\ \dot{p}_{man} = \frac{RT_{man}}{V_{man}} (D_{vap} - D_{cyl}) \end{cases} \quad (11)$$

Ce modèle peut permettre de tenir compte des paramètres tels que la température et la pression du turbocompresseur. Pour simplifier la mise en œuvre de la commande, nous adoptons la méthodologie de réduction du modèle (11) utilisée dans [17]. L'objectif est de préserver les dynamiques dominantes ainsi que les couplages. L'idée principale est de négliger les dynamiques rapides des pressions par rapport à la dynamique lente du turbocompresseur suivant la théorie de *perturbations singulières* [12].

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} J_{turb} N_{turb}^2 \right) = D_t C_{p,t} T_{sch} \eta_t \left(1 - \Pi_t^{\frac{1-\gamma_t}{\gamma_t}} \right) - D_{cyl} C_{p,c} T_{amb} \frac{1}{\eta_c} \left(\Pi_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right) \end{cases} \quad (12)$$

$$D_{cyl} + D_{carb} = D_t + D_{wg}$$

La première équation du système (12) représente le bilan d'énergie entre le compresseur et la turbine et qui donne la dynamique dominante du système. La seconde équation représente le bilan massique des gaz dans les collecteurs à laquelle les dynamiques sont négligées.

3 MODELISATION ET STABILISATION DES MODELES FLOUS TAKAGI-SUGENO

3.1 Modèle flou Takagi-Sugeno

De manière générale, il est possible d'obtenir un modèle TS de la forme [19], à partir d'un modèle non linéaire affine en la commande :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t))(A_i x(t) + B_i u(t)) \\ y(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t))C_i x(t) \end{cases} \quad (13)$$

où $x(t) \in \mathbb{R}^n$ le vecteur d'états du modèle, $u(t) \in \mathbb{R}^m$ le vecteur des entrées, $y(t) \in \mathbb{R}^p$ le vecteur des sorties, et $z(t) \in \mathbb{R}^s$ le vecteur des prémisses dépendant de $x(t)$. Les matrices $A_i \in \mathbb{R}^{n \times n}$, $B_i \in \mathbb{R}^{n \times m}$, $C_i \in \mathbb{R}^{p \times n}$, $i \in \{1, \dots, r\}$ représente un ensemble de $r = 2^k$ modèles linéaires où k est le nombre de non-linéarités dans le modèle. Les modèles TS sont composés d'un ensemble de modèles linéaires interconnectés par des fonctions non linéaires (dites fonctions d'appartenance) $h_i(z(t))$ positives et vérifiant la propriété de somme convexe $\sum_{i=1}^r h_i(z(t)) = 1$. Pour obtenir ces fonctions d'appartenance, nous avons choisit ici l'approche de découpage en secteur non linéaire [18].

3.2 Stabilisation des modèles flous TS

Pour la stabilisation système (13), nous utilisons une commande appelée *Parallel Distributed Compensation (PDC)* [21] :

$$u(t) = - \sum_{i=1}^r h_i(z(t))F_i x(t) \quad (14)$$

Les matrices de gain $F_i \in \mathbb{R}^{m \times n}$ sont alors à déterminer pour assurer la stabilisation globale [20].

Théorème [18]: Le modèle flou TS (13) avec la loi de commande PDC (7) est globalement asymptotiquement stable s'il existe une matrice $X = X^T > 0$ telle que:

$$\begin{cases} Y_{ii} < 0, & i \in \{1, \dots, r\} \\ (Y_{ij} + Y_{ji}) < 0, & 1 \leq i < j \leq r \end{cases} \quad (15)$$

avec $Y_{ij} = A_i X + X A_i^T - B_i M_j - M_j^T B_i^T$.

Dans le cas de poursuite de trajectoire, une structure intégrale est ajoutée pour annuler l'erreur statique.

$$\begin{aligned} \dot{\bar{x}}(t) = & \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^r h_i(z(t))h_j(z(t))(\bar{A}_i - \bar{B}_i \bar{F}_j) \bar{x}(t) \\ & + B y_{ref} \end{aligned} \quad (16)$$

$$y(t) = \sum_{i=1}^r h_i(z(t))\bar{C}_i \bar{x}(t)$$

avec le vecteur d'état étendu $\bar{x}(t) = [x(t) \ x_{int}(t)]^T$, $y_{ref}(t)$ la consigne, $\dot{x}_{int} = y_{ref}(t) - y(t)$, et les matrices du modèle étendu $\bar{A}_i = \begin{bmatrix} A_i & 0 \\ -C_i & 0 \end{bmatrix}$, $\bar{B}_i = \begin{bmatrix} B_i \\ 0 \end{bmatrix}$, $\bar{C}_i = [C_i \ 0]$ and $\bar{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ I \end{bmatrix}$. Par conséquent, la loi de commande PDC étendue est donnée

$$\begin{aligned} \bar{u}(t) = & - \sum_{i=1}^r h_i(z(t))\bar{F}_i \bar{x}(t) \\ = & - \sum_{i=1}^r h_i(z(t))[\bar{F}_i - L_i] \bar{x}(t) \end{aligned}$$

Pour prendre en compte la saturation des actionneurs et le réglage de performance des contrôleurs des contraintes LMI sont ajoutées [Tanaka et Wang, 2001].

4 APPLICATION: CONTRÔLE DU SYSTEME D'AIR DU MOTEUR ESSENCE TURBOCOMPRESSE

4.1 Contrôle du papillon

$$\dot{x}_{1pap} = f_1(\)x_{2pap} - f_2(\)x_{1pap}$$

$$\dot{x}_{2pap} = \frac{1}{\tau_{pap}}(u_{pap} - x_{2pap})$$

$$y = x_{1pap}$$

avec

$$\begin{cases} f_1(\cdot) = \frac{RT_{man}}{x_{1_pap} V_{man}} D_{pap}(x_{1_pap}, x_{2_pap}) \\ f_2(\cdot) = \frac{RT_{man}}{x_{1_pap} V_{man}} D_{cyl}(x_{1_pap}, x_{2_pap}) \end{cases}$$

Dans ce modèle, nous tenons compte la dynamique du papillon avec le constant de temps $\tau_{pap} = 0.02s$ et ϕ_{pap} représente l'ouverture en pourcentage du papillon. Le modèle non-linéaire, affine en la commande a deux non-linéarités bornées $\underline{f}_i \leq f_i(\cdot) \leq \bar{f}_i$, $i \in \{1,2\}$. Le modèle flou TS correspondant a donc 4 modèles linéaires. Avec la structure intégrale, l'état du système étendu devient $\bar{x}_{pap} = [x_1 \ x_2 \ x_{int_pap}]^T$ où $x_{int_pap} = P_{man_ref} - P_{man}$ et les matrices du modèle flou TS augmenté sont données par :

$$A_{1_pap} = \begin{bmatrix} -\underline{f}_2 & \underline{f}_1 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{pap}} & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{2_pap} = \begin{bmatrix} -\underline{f}_2 & \underline{f}_1 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{pap}} & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{3_pap} = \begin{bmatrix} -\bar{f}_2 & \bar{f}_1 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{pap}} & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{4_pap} = \begin{bmatrix} -\bar{f}_2 & \bar{f}_1 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_{pap}} & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_{1_pap} = B_{2_pap} = B_{3_pap} = B_{4_pap} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}^T$$

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

4.2 Contrôle de la wastegate

Dans l'équation dynamique du turbocompresseur (12), l'état du système est la vitesse au carré du turbocompresseur N_{tb}^2 . Or, cette quantité n'est pas mesurable sur les

véhicule série, elle peut être approximée par une fonction linéaire du ratio de pression du compresseur, i.e. $N_{tb}^2 = A_{tb}\Pi_c + B_{tb}$ [17], comme le montre la Figure 3.

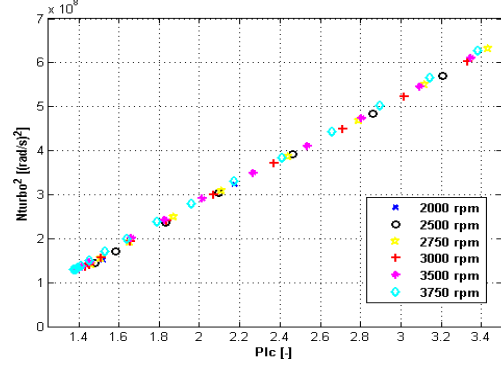


Figure 3 – Vitesse au carré du turbo N_{tb}^2 en fonction de Π_c

Après quelques transformations du modèle (12), la dynamique du turbocompresseur sous la forme de représentation d'état est obtenue :

$$\dot{\Pi}_c = g_1(\Pi_c)\Pi_c + g_2(\cdot)u_{wg} \quad (17)$$

$$\begin{cases} g_1(\Pi_c) = \frac{a_1}{a_2} \left(1 - \Pi_c^{\frac{1-\gamma_c}{\gamma_c}} \right) - a_2 \left(\Pi_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right) \\ g_2(\cdot) = -a_1 \left(1 - \Pi_c^{\frac{1-\gamma_c}{\gamma_c}} \right) \Phi_{wg}(\Pi_c) \end{cases}$$

où les paramètres (a_1, a_2, a_3) sont positifs et dépendent des conditions environnementales (voir Annexe). Comme dans le cas de contrôle du papillon, les deux non-linéarités du modèle sont bornées $\underline{g}_i \leq g_i(\cdot) \leq \bar{g}_i$, $i \in \{1,2\}$. Une structure intégrale est ajouté, l'état du système étendu devient $\bar{x}_{wg}(t) = [\Pi_c \ x_{int_wg}]^T$ où $x_{int_wg} = \Pi_{c_ref} - \Pi_c$ et les matrices du modèle flou TS sont données par :

$$A_{1_wg} = A_{2_wg} = \begin{bmatrix} \underline{g}_1 & 0 \\ -1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{3_wg} = A_{4_wg} = \begin{bmatrix} \bar{g}_1 & 0 \\ -1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_{1_wg} = B_{3_wg} = \begin{bmatrix} \underline{g}_2 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$B_{2_wg} = B_{4_wg} = \begin{bmatrix} \bar{g}_2 \\ 0 \end{bmatrix}$$

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

5 RESULTATS DE SIMULATION

Dans cette partie, la stratégie de contrôle proposée est testée avec les données d'un moteur essence 1.2l turbo à 4 cylindres. La partie de modélisation est développée sous la plateforme LMS Imagine.Lab AMESim[®] avec la possibilité de cosimuler avec Matlab/Simulink[®] où la stratégie de contrôle est implémentée. Une série de test est réalisée pour montrer les performances des contrôleurs.

5.1 Test 1: Rejet de perturbation

La Figure 4 montre le suivi de pression en fixant le régime du moteur à 2000 tr/mn. A basse pression, la wastegate reste quasiment fermé. Cela permet une vitesse maximale possible du turbocompresseur et donc une amélioration nette au niveau de temps réponse. Maintenant, si nous rajoutons les perturbations statiques aux instants 5s et 7.5s.

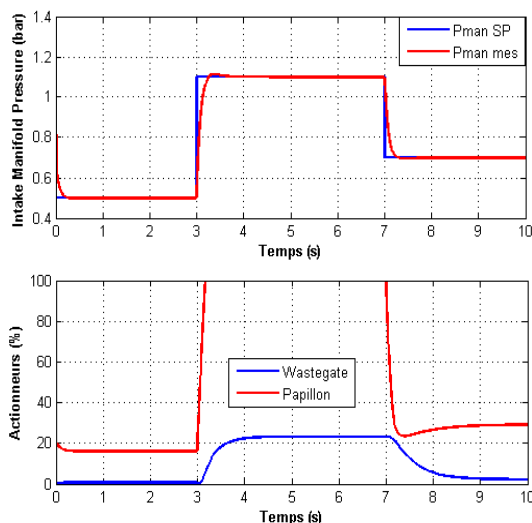


Figure 4 – Suivi de trajectoire P_{man} et commandes associées.

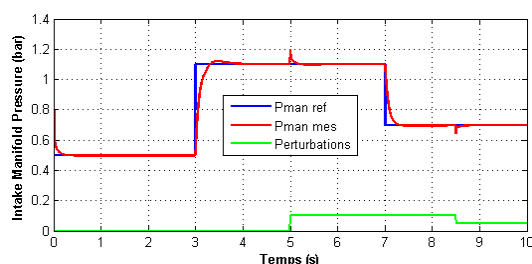


Figure 5 – Rejet de perturbations statiques

La Figure 5 montre bien la capacité de rejet de perturbation du contrôleur.

5.2 Test 2: Variation du régime moteur

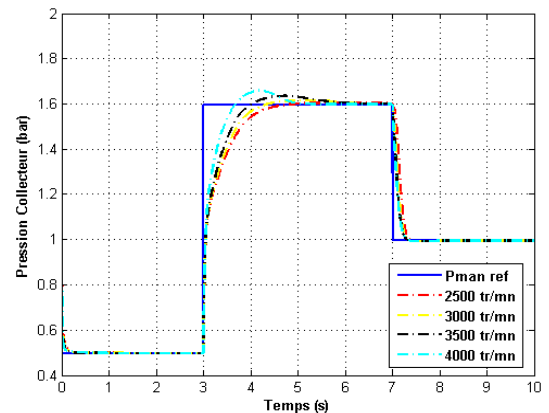


Figure 6 – Suivi de trajectoire de P_{man} en fonction de N_e

Pour cet essais, le régime du moteur varie sur une large gamme, à haut régime, la commande est souvent très agressive, nous pouvons régler le taux de décroissance pour éviter les dépassements. La convergence est assurée pour tous les régimes.

6 CONCLUSIONS

Cet article présente tout d'abord un modèle complet du circuit d'air d'un moteur essence turbocompressé. Le modèle est ensuite simplifié en négligeant les dynamiques rapides des pressions dans les collecteurs. Après avoir été mis les modèles sous la forme de représentation de type Takagi-Sugeno, une loi de commande PDC avec structure intégrale est utilisée pour contrôler le papillon et la wastegate. Les résultats de simulation montrent de bonne performances de la stratégie proposée avec un effort de calibration très limité sur toute la zone de fonctionnement du moteur.

Remerciements :

Ce travail est financé par CISIT (Campus International sur la Sécurité et l'Intermodalité dans les Transports), la Délégation Régionale à la Recherche et à la Technologie, le Ministère de l'Enseignement supérieur et de la Recherche, la Région Nord Pas de Calais et le Centre National de la Recherche Scientifique..

Annexe

Les débits traversant le papillon et la wastegate sont calculés à partir de l'équation Barré de Saint-Venant [10] :

$$D(u_{act}/P_{am}, P_{av}, T_{am}) = A_e(u_{act}) \Phi_a(\Pi)$$

avec $A_e(u_{act})$ est surface effective en fonction de la commande d'actionneur ($0 = u_{min} \leq u_{act} \leq u_{max} = 1$), $\gamma \approx 1.4$ est le coefficient isentropique et $\Pi \triangleq \frac{P_{av}}{P_{am}}$ est le rapport de pression en aval et en amont de l'actionneur.

$$\Phi_a(\Pi) = \frac{P_{am}}{\sqrt{\gamma T_{am}}} \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\Pi^{\frac{2}{\gamma}} - \Pi^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)} & \text{si } \Pi \geq 0.5; \\ \sqrt{\frac{2}{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} & \text{sinon} \end{cases}$$

Dans le système (17), les paramètres $(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3)$ sont :

$$\alpha_1 = C_{p,t} \sqrt{T_{sch}} P_t \eta_t \frac{2}{J_{tb} A_{tb}}, \alpha_2 = \Psi C_{p,c} T_{amb} \frac{1}{\eta_c J_{tb} A_{tb}},$$

$$\alpha_3 = \frac{P_t}{\Psi \sqrt{T_{sch}} (1 + 1/\lambda_s)}, \Psi = (\eta_{val} + \Delta\eta_{val}) \frac{n_{cyl} V_{cyl} P_{amb}}{RT_{man}} \frac{N_e}{120}$$

Références

- [1] Andersson, P., Eriksson, L. (2001). Air-to-Cylinder Observer on a Turbocharged SI-Engine with Wastegate. In Proc. of SAE Conference, no. 2001-01-0262.
- [2] Boyd, S., El Ghaoui, L., Feron, E., Balakrishnan, V. (1994). Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory. Studies in Applied Mathematics, Philadelphia.
- [3] Colin, G., Chamaillard, Y., Bloch, G., Corde G (2007). Neural Control of Fast Nonlinear Systems - Application to a Turbocharged SI Engine with VCT. IEEE Trans. on Neural Networks, vol. 18, no. 4, pp. 1101-1114.
- [4] Daubler, L., Bessai, C., and Predelli, O. (2007). Tuning Strategies for Online-Adaptive PI Controllers. Oil & Gas Science and Technology, vol. 62, no. 4, pp. 493-500.
- [5] Eriksson, L., Nielsen, L., Brugar, J., Bergstrom, J., Pettersson, F., Andersson, P. (2002a). Modeling of a Turbocharged SI Engine, Annual Reviews in Control.
- [6] Eriksson, L., Frei, S., Onder, C., Guzzella, L. (2002b). Control and Optimization of Turbocharged Spark Ignited Engines. 15th IFAC World Congress, Barcelona, Spain.
- [7] Eriksson, L. (2007). Modeling and Control of Turbocharged SI and DI Engines, Oil & Gas Science and Technology, vol. 62, no. 4, pp. 523-538.
- [8] Gahinet, P., Nemirovski, A., Laub, A.J., Chilali, M. (1995). LMI Control Toolbox, The Math Works Inc.
- [9] Guzzella, L., et Onder, C.H. (2004). Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems. Berlin: Springer ISBN: 3-540-22274-3.
- [10] Heywood, J.B. (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals. New York: McGraw-Hill ISBN 07-028637-X.
- [11] Karnik, A., Buckland, J., Freudenberg, J. (2005). Electronic Throttle and Wastegate Control for Turbocharged Gasoline engines. American Control Conference, 7, pp. 4434-4439.
- [12] Khalil, H. K. (2002). Nonlinear Systems. Prentice Hall.
- [13] Khiar D., Lauber J., Floquet T., Guerra T-M. (2005). An observer design for the instantaneous torque estimation of an IC engine. IEEE VTS-VPP 05, Chicago, USA, septembre.
- [14] Lauber J., Guerra T-M., Dambrine M. (2011). Air-fuel ratio control in a gasoline engine. International Journal of Systems Sciences, 42 (2), pp. 277 - 286.
- [15] Leroy, T., Chauvin, J., Sollic, G. L., Corde, G (2007a). Air Path Estimation for a Turbocharged SI Engine with Variable Valve Timing. American Control Conference, pp. 5088-5093.
- [16] Moraal, P. et Kolmanovsky, I. (1999). Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications, SAE Technical Paper Series, no. 1999-01-0908.
- [17] Moulin, P., Chauvin, J. et Youssef B. (2008). Modeling and Control of the Air System of a Turbocharged Gasoline Engine, in Proc. of the IFAC World Conference.
- [18] Tanaka, K., et Wang, H. O. (2001). Fuzzy Control Systems Design and Analysis: A Linear Matrix Inequality Approach. New York: Wiley, Wiley-Interscience.
- [19] Takagi, T., et Sugeno, M. (1985). Fuzzy Identification of Systems and Its Applications to Modeling and Control. IEEE Trans. on Syst., Man and Cybernetics, 15 (1), pp. 116-132.
- [20] Tanaka, K., Ikeda, T., Wang, H.O. (1998). Fuzzy Regulators and Fuzzy Observers: Relaxed Stability Conditions and LMI-Based Designs. IEEE Trans. on Fuzzy Syst., 6 (2), pp. 1-16.
- [21] Wang, H.O., Tanaka, K., Griffin, M. (1996). An Approach to Fuzzy Control of Nonlinear Systems: Stability and Design Issues, IEEE Trans. on Fuzzy Systems, 4 (1), pp. 14-23.