

Modélisation et simulation de la boucle des gaz dans un moteur diesel suralimenté à injection directe

Zahi SABEH¹, José RAGOT², Didier MAQUIN²

² : Centre de Recherche en Automatique de Nancy
UMR 7039, Nancy-Université, CNRS
2, avenue de la forêt de Haye. 54516 Vandœuvre-lès-Nancy, France
{jose.ragot, didier.maquin}@ensem.inpl-nancy.fr

¹ : Delphi Diesel Systems France
Usine de Blois, 9 Boulevard de l'Industrie. 41008 Blois Cedex
Zahi.Sabeh@delphi.com

RESUME : *La complexité des moteurs diesel modernes contrôlés par l'électronique, avec un nombre croissant de capteurs et d'actionneurs, nécessite des systèmes de mesure et de diagnostic améliorés et automatisés à bord des véhicules utilisant ces moteurs. La surveillance appropriée et la détection précoce des défauts nécessite de disposer de modèles de bon fonctionnement des composants et, dans cette communication, on s'intéresse à la boucle des gaz d'un moteur diesel à injection directe. On établit des modèles des composants de cette boucle, on identifie leurs paramètres et on procède à la validation du modèle complet de la boucle. Les essais effectués sur un moteur réel montrent une bonne adéquation entre les grandeurs élaborées par ce modèle et les informations correspondantes fournies par les capteurs.*

MOTS-CLES : *Modèles physiques de connaissance, identification de paramètres, validation de modèles, capteurs, moteur diesel, boucle des gaz, simulation.*

1 Introduction

Au cours des dernières décennies, des exigences de plus en plus rigoureuses vis-à-vis des émissions polluantes des moteurs de véhicules ont incité les constructeurs d'automobiles à mettre en place des solutions qui se sont avérées de plus en plus complexes. Par conséquent, les risques de dysfonctionnement de ces systèmes ont augmenté, ce qui a nécessité l'introduction de systèmes de diagnostic embarqué. Ces derniers visent à détecter les défauts engendrant une augmentation le niveau des émissions polluantes au-delà des seuils réglementaires. La détection de ce type de défauts doit donc être effectuée tout au long de la durée de vie du véhicule.

La complexité des moteurs diesel modernes contrôlés par l'électronique, avec un nombre croissant de capteurs et d'actionneurs, nécessite des systèmes de diagnostic à bord des véhicules utilisant ces moteurs [2]. La surveillance appropriée et la détection précoce des défauts permettent de réduire la fréquence des opérations de maintenance des véhicules et d'aider à leur réparation lorsque cela est nécessaire.

Les systèmes de diagnostic embarqués actuels sont principalement basés sur les tests de "plausibilité" qui consistent à vérifier l'amplitude de quelques signaux me-

surés par rapport à des valeurs limites considérées valides. Ces méthodes souffrent aujourd'hui de nombreuses faiblesses à cause de leur insensibilité à certains défauts, ce qui rend ces techniques de moins en moins adaptées aux exigences futures de diagnostic de plus en plus rigoureux. C'est pourquoi les techniques de diagnostic à base de modèle, développées au cours des dernières années [9] [16], semblent prometteuses pour l'amélioration de la qualité de détection des défauts voire la possibilité de les localiser.

Une des parties importantes du moteur diesel à surveiller est la boucle des gaz de celui-ci [8]. Cette dernière comporte plusieurs capteurs et actionneurs responsables du contrôle de l'air d'admission et des gaz d'échappement du moteur. Une fuite dans la boucle des gaz ou un défaut sur l'un de ses capteurs ou actionneurs conduit souvent à une augmentation des émissions polluantes du moteur et fréquemment à une baisse des performances ou à une augmentation de la consommation.

L'objectif de ce travail consiste dans un premier temps à modéliser la boucle des gaz d'un moteur diesel suralimenté à injection directe. La suite de l'étude, non rapportée ici, vise à appliquer une approche de diagnostic utilisant le modèle développé dans le but de détecter et de localiser trois types principaux de défauts : ceux des cap-

teurs, des actionneurs et les fuites de la boucle des gaz.

2 Système étudié

Le moteur que nous avons modélisé est le Daimler-Chrysler OM646 équipé d'un système d'injection directe à rampe commune fourni par Delphi Diesel Systems. Ce moteur a une cylindrée de 2.2 litres et dispose d'un système d'admission à papillon. Il est également équipé d'un circuit de recyclage des gaz d'échappement EGR et de turbocompresseur à géométrie variable.

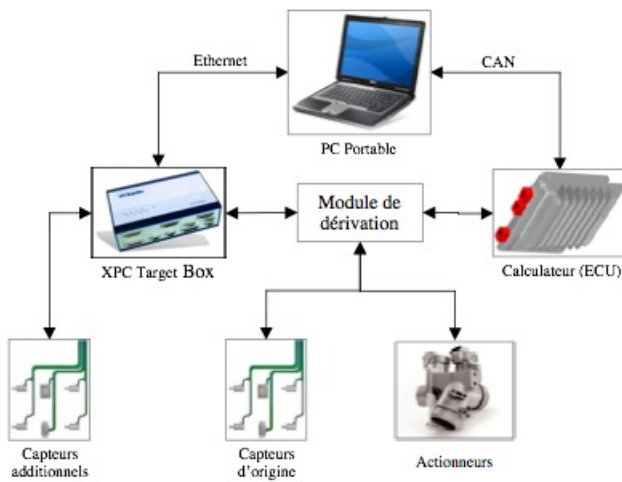


FIG. 1 – Dispositif expérimental

2.1 Description du prototype expérimental

Plusieurs capteurs additionnels ont été installés dans le moteur étudié et plus précisément au niveau de la boucle des gaz de ce dernier. Ces modifications ont été nécessaires pour étudier l'allure de certaines grandeurs physiques (pression et température en particulier) dans cette boucle et pour aider à la construction et à la validation du modèle de cette boucle.

Le calculateur électronique responsable de la gestion du moteur reçoit les informations des capteurs d'origine et effectue, entre autres, le contrôle des actionneurs de la boucle des gaz. Le but final de ce travail est de proposer une solution de diagnostic de la boucle des gaz en temps réel. Il était donc important de pouvoir appliquer, tester et évaluer directement les algorithmes de diagnostic (à base de modèles de bon fonctionnement) mis au point en utilisant le véhicule de recherche et sans en modifier le fonctionnement d'origine. Compte tenu de ces réflexions, nous avons décidé d'embarquer dans le véhicule de recherche l'installation expérimentale, illustrée sur la figure 1, dont nous allons détailler quelques fonctions.

Un PC industriel destiné au prototypage rapide des applications temps réel a été utilisé. Sur le plan logiciel, la

plateforme XPC Target Box dispose de son propre noyau temps réel et est adaptée aux applications développées dans l'environnement Matlab/Simulink et les boîtes à outils Real Time Workshop et XPC Target de Mathworks. Appelé souvent ECU (Electronic Control Unit), le calculateur électronique est responsable du contrôle du moteur. Un module d'interface permet de connecter les signaux présents au niveau des entrées et des sorties du calculateur, aux entrées de la XPC Target Box.

Le tableau 1 résume l'ensemble des signaux mesurés (ou les variables connues) qui seront utilisés pour la modélisation de la boucle des gaz.

Var.	Définition
P_0	Pression atmosphérique
P_1	Pression après filtre à air
P_2	Pression après compresseur
P_4	Pression dans le collecteur d'admission
P_5	Pression dans le collecteur d'échappement
P_7	Pression après turbine
Q_0	Débit air traversant filtre à air
Q_1	Débit air traversant compresseur
T_1	Température après filtre à air
T_2	Température après compresseur
T_3	Température après échangeur refroidissement air
T_4	Température dans collecteur admission
T_5	Température dans collecteur d'échappement
T_7	Température après turbine
T_8	Température après échangeur refroidissement EGR
T_9	Température liquide refroidissement
T_{10}	Température après conduit de retour EGR
ω_1	Vitesse angulaire turbocompresseur
ω_2	Régime moteur
Q_{10}	Débit carburant injecté
V	Vitesse véhicule
D_1	Consigne angle ouverture volet admission
D_2	Consigne angle ouverture vanne EGR
D_3	Consigne angle ouverture aubes turbine
L_1	Angle d'ouverture du volet d'admission
L_2	Angle d'ouverture de la vanne EGR
L_3	Angle d'ouverture des aubes de la turbine

TAB. 1 – Liste des variables

Nous décrivons ici la modélisation de la boucle des gaz du moteur diesel DaimlerChrysler OM646, mais la méthodologie se transpose à tout type de moteur, le calage paramétrique des modèles devant être repris. Le modèle utilisé dans cette étude est un modèle à valeur moyenne, ce qui veut dire que les variables et les signaux traités sont moyennés sur un cycle moteur complet. L'objectif principal, durant la construction de ce modèle, a été de le rendre le plus simple possible. En effet, un modèle destiné à être utilisé dans une application automobile en temps réel doit combiner précision (aptitude à représenter fidèlement les

comportements) et simplicité (calcul peu consommateurs de temps et d'énergie).

2.2 Description et fonctionnement de la boucle des gaz

Après avoir traversé le filtre, l'air est comprimé par le compresseur ce qui élève sa température. Ceci constitue un effet indésirable puisque le but de la compression est d'obtenir une densité supérieure. C'est pourquoi l'air comprimé est refroidi par la suite grâce à un échangeur de refroidissement. Ensuite, l'air comprimé refroidi passe par un volet d'admission appelé "papillon" permettant de contrôler le débit d'air pur atteignant le collecteur d'admission et par conséquent la pression globale des gaz dans ce dernier. Une fois dans ce collecteur, l'air pur est mélangé avec des gaz provenant du collecteur d'échappement à travers le système d'EGR. Ainsi, ce mélange de gaz d'admission est conduit à travers les soupapes d'admission dans les cylindres où la combustion a lieu.

Traversant les soupapes d'échappement, les gaz issus de la combustion quittent les cylindres et entrent dans le collecteur d'échappement où une partie de ces gaz est recyclée à travers le système d'EGR retournant dans le collecteur d'admission. Le reste de ces gaz d'échappement est conduit vers la turbine qui entraîne le compresseur, puis, à travers le catalyseur et le silencieux, vers l'atmosphère. La boucle des gaz est illustrée sur la figure 2 (le bloc moteur, le catalyseur et le silencieux n'y sont pas représentés).

2.3 Décomposition du système en composants élémentaires

L'approche de modélisation que nous avons choisie pour la boucle des gaz est une approche physique. Cette dernière est basée en partie sur l'analyse des phénomènes de remplissage et d'évacuation des masses de gaz cumulées dans les différents volumes de la boucle en question et s'appuie sur les équations de conservation de matière et d'énergie. C'est pourquoi nous avons subdivisé le système représentant la boucle des gaz du moteur diesel étudié en dix sous-systèmes élémentaires. Ce choix a été fait par rapport à la fonction réalisée par chaque composant de la boucle. Quant à l'ordre d'étude de ces sous-systèmes, il est uniquement basé sur le sens général des flux en allant de l'admission vers l'échappement (à l'exception du système d'EGR) : filtre à air, compresseur, échangeur de refroidissement de l'air comprimé, volet d'admission, collecteur d'admission, chambre de combustion, collecteur d'échappement, système de recyclage des gaz d'échappement (EGR), turbine, système d'échappement.

Dans la suite, on se limite à donner les expressions de quelques modèles (filtre à air, compresseur, échangeur de refroidissement de l'air), en présentant des résultats de validation de ces modèles à partir d'essais effectués sur le moteur en régime normal de fonctionnement. Nous tenons

à rappeler que les travaux de modélisation [5], [6], [7], [8] ont inspiré la rédaction de cette section en grande partie.

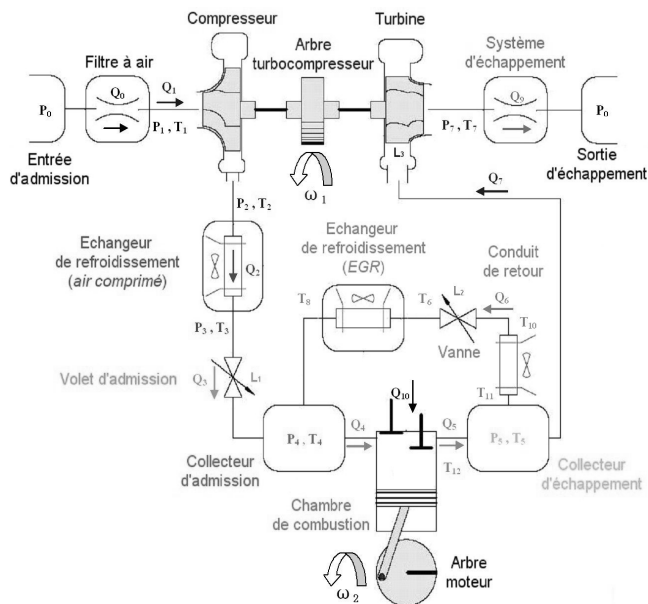


FIG. 2 – Diagramme schématique de la boucle des gaz du moteur diesel DaimlerChrysler OM646.

2.4 Filtre à air

La différence de pression à travers une restriction de flux, telle que celle du filtre à air, est suffisamment faible pour pouvoir considérer une densité de gaz égale des deux côtés de cette restriction. En utilisant l'hypothèse d'un gaz incompressible, nous pouvons donc décrire la relation entre le débit volumique de l'air traversant le filtre et la perte de charge causée par la formule suivante :

$$P_0(t) - P_1(t) = C_1 \left(Q_0(t) \frac{C_{14} T_1(t)}{P_0(t)} \right)^2 \quad (1)$$

où C_1 est le coefficient de décharge prenant en compte des notions physiques liées à la restriction telles que la section effective de passage et les frictions avec les parois, C_{14} est la constante du gaz parfait de l'air d'admission, P_0 est la pression en entrée du filtre, P_1 est la pression en sortie du filtre, T_1 est la température en sortie du filtre, Q_0 est le débit massique de l'air traversant le filtre.

Comme l'indique l'équation (1), la perte de charge dans le filtre à air varie en fonction du débit qui dépend à son tour, en partie, de la pression en sortie du filtre. Afin de modéliser la dynamique de cette dernière, une méthode simple basée sur le principe de remplissage et d'évacuation d'un réservoir est utilisée. Cette méthode consiste à appliquer le principe de la conservation de la masse où la différence entre le débit entrant dans le filtre et le débit sortant de celui-ci permet d'augmenter ou de réduire la pression formée après le filtre à air. Cette pression peut être

calculée en s'inspirant de la loi du gaz parfait ($PV = nRT$) comme suit :

$$P_1(t) - P_{10} = \frac{C_{14}T_1(t)}{C_0} \int_0^t (Q_0(\tau) - Q_1(\tau))d\tau \quad (2)$$

où C_0 est le volume du filtre, C_{14} la constante du gaz parfait de l'air d'admission, P_1 est la pression en sortie du filtre, T_1 la température en sortie du filtre, Q_0 le débit massique de l'air traversant le filtre, Q_1 le débit d'air sortant du filtre et traversant le compresseur. Le seul paramètre *a priori* inconnu ou mal connu de ce modèle est la constante C_0 qui devra être ultérieurement identifiée.

2.5 Compresseur

Afin d'estimer le débit d'air traversant le compresseur nous utilisons la transformation $f_{Q_{1cor}}$ qui détermine le débit corrigé du compresseur en utilisant le rapport des pressions formées en entrée et en sortie de celui-ci ainsi que son régime de rotation corrigé. Les formules suivantes résument le calcul du débit du compresseur :

$$Q_1(t) = Q_{1cor} \frac{P_1(t)}{P_{ref}} \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_1(t)}} \quad (3a)$$

$$Q_{1cor} = f_{Q_{1cor}} \left(\frac{P_2(t)}{P_1(t)}, \omega_{1cor}(t) \right) \quad (3b)$$

$$\omega_{1cor}(t) = \omega_1(t) \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_2(t)}} \quad (3c)$$

où P_1 et P_2 sont respectivement les pressions en sortie du filtre et en sortie du compresseur, T_1 est la température en sortie du filtre à air, ω_1 et ω_{1cor} sont respectivement le régime de rotation instantané et celui corrigé du compresseur, Q_1 et Q_{1cor} sont respectivement les débits d'air instantané et corrigé traversant le compresseur, P_{ref} et T_{ref} sont respectivement la pression et la température pour lesquelles la fonction $f_{Q_{1cor}}$ a été déterminée. La structure de la fonction f a été choisie polynomiale en fonction du rapport de pression P_2/P_1 et du régime moteur ω_1 .

Les courbes pointillées tracées sur la figure 3 illustrent les résultats de modélisation de débit corrigé en fonction du rapport de pressions P_2/P_1 (polynôme du troisième degré) et du régime de rotation corrigé ω_{1cor} (polynôme du second degré) du compresseur. La superposition des résultats du modèle aux mesures nous permet de qualifier la précision obtenue comme étant très satisfaisante (erreur moyenne de 1.8%, erreur maximale de 3.6%); la recherche d'un modèle polynômial d'ordre plus élevé n'est donc pas utile.

Dans un procédé de compression isentropique, nous avons la relation suivante entre la pression et la température en entrée du compresseur et celles en sortie :

$$T_2(t) = T_1(t) + \frac{T_1(t)}{f(Q_1(t), \omega_1(t))} \left(\left(\frac{P_2(t)}{P_1(t)} \right)^{C_7} - 1 \right) \quad (4)$$

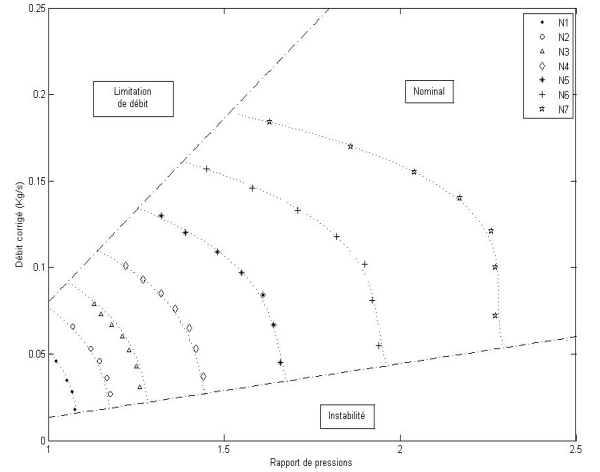


FIG. 3 – Domaine de fonctionnement du compresseur à différents régimes de fonctionnement.

où T_2 est la température de l'air en sortie du compresseur et où f est une fonction de type polynôme. La dynamique de la pression peut être appréhendée en utilisant le principe de remplissage et d'évacuation d'un réservoir. Ainsi, nous considérons que la différence entre le débit traversant le compresseur et le débit traversant l'échangeur de refroidissement de l'air permet d'augmenter ou de réduire la pression formée après le compresseur. Cette pression peut être donc calculée en utilisant la loi du gaz parfait comme suit :

$$P_2(t) - P_{20} = \frac{T_2(t)}{C_{16}} \int_0^t (Q_1(\tau) - Q_2(\tau))d\tau \quad (5)$$

Le calcul de la puissance absorbée par le compresseur est indispensable pour la détermination du régime de rotation de celui-ci. Nous nous basons ici sur le premier principe de la thermodynamique qui permet, en négligeant les pertes de chaleur, d'établir le bilan énergétique (flux d'enthalpie) du compresseur. Ainsi, la formule (6) permet le calcul de la puissance absorbée en utilisant le débit massique de l'air et la différence de température à travers le compresseur :

$$W_1(t) = C_5 Q_1(t) (T_2(t) - T_1(t)) \quad (6)$$

Les constantes C_5 , C_7 et C_{16} devront être identifiées à partir d'essais sur le moteur en fonctionnement réel.

2.6 Echangeur de refroidissement de l'air comprimé

Ce composant relie la sortie du compresseur au volet d'admission ; il permet de diminuer la température de l'air comprimé et par conséquent d'en augmenter la densité, ce qui augmente l'efficacité du procédé de suralimentation du moteur diesel. Nous pouvons proposer pour l'échangeur les mêmes modèles de débit et de pression utilisés

pour le filtre à air :

$$Q_2(t) = \frac{P_2(t)}{C_{14}T_2(t)} \sqrt{\frac{P_2(t) - P_3(t)}{C_2}} \quad (7)$$

La capacité de l'échangeur de refroidissement de l'air comprimé à abaisser la température de ce dernier dépend de l'efficacité de l'échangeur. Le modèle de température dépend de l'efficacité η :

$$T_3(t) = T_2(t) - f_{\eta_2}(Q_2(t), V(t))(T_2(t) - T_1(t)) \quad (8)$$

où f_{η_2} est une fonction de l'efficacité η de l'échangeur dépendant elle-même du débit Q_2 traversant l'échangeur et de la vitesse V du véhicule, T_1 et T_2 sont respectivement les températures en entrée et en sortie du compresseur, T_3 est la température de l'air comprimé refroidi (après échangeur).

La figure 4 illustre les résultats de modélisation de l'efficacité par rapport aux valeurs calculées de celle-ci à l'aide des mesures et de l'équation (8). Excepté pour le cas correspondant à 90 km/h, les résultats sont satisfaisants.

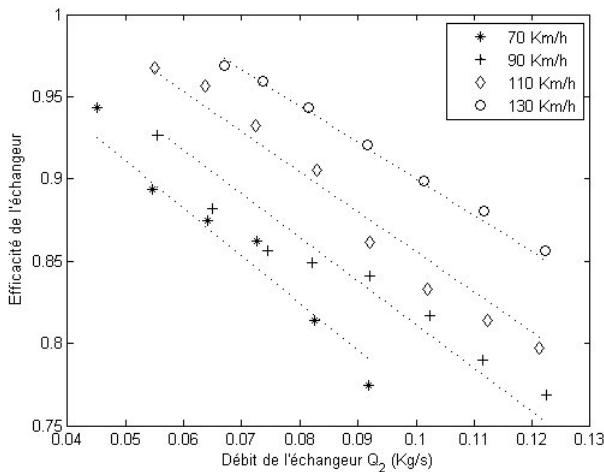


FIG. 4 – Efficacité de l'échangeur de refroidissement de l'air comprimé.

Enfin le modèle relatif à la pression s'explique :

$$P_3(t) - P_{30} = \frac{C_{14}T_3(t)}{C_{17}} \int_{t_0}^t (Q_2(\tau) - Q_3(\tau)) d\tau \quad (9)$$

où P_3 est la pression après l'échangeur, Q_2 le débit traversant l'échangeur, Q_3 le débit d'air traversant le volet d'admission, T_3 la température de l'air en sortie d'échangeur. Comme précédemment, les constantes apparaissant dans ce modèle (C_{14} et C_{17}) seront identifiées à partir des données collectées lors d'essais sur le moteur.

La présentation s'est limitée ici à la modélisation de trois composants de la boucle des gaz. Dans notre étude, l'ensemble des composants a été modélisé selon les principes de conservation de masse et d'énergie. Les essais

sur moteur ont permis de caler les paramètres et de disposer ainsi de modèles des composants qui ont été validés individuellement.

3 Simulation des modèles

Nous présenterons dans cette section l'implémentation du modèle complet de la boucle des gaz du moteur OM646 dont nous avons modélisé certains composants dans la section précédente. Nous évoquerons ensuite deux aspects importants : le recalage des constantes du modèle, la validation du modèle complet.

Nous avons développé et implémenté le modèle complet de la boucle des gaz du moteur OM646 avec ses actionneurs électriques dans l'environnement Matlab/Simulink.

3.1 Principe de la simulation

En général, lorsque la simulation d'un modèle est envisagée, il est préférable d'utiliser un intégrateur à pas de calcul variable. Ainsi, la progression de la simulation peut s'adapter à la dynamique des variables simulées ce qui peut être plus économique qu'un pas fixe de petite amplitude compatible avec l'ensemble des dynamiques. Cependant, lorsque le modèle doit être utilisé dans une application automobile en temps réel, il doit être simulé dans ce cas, pour des raisons de simplicité, avec un intégrateur à pas fixe.

Le modèle de la boucle des gaz développé précédemment dans l'environnement Matlab/Simulink est destiné à être utilisé à bord du véhicule de recherche dans le but d'établir le diagnostic en temps réel. Compte tenu de la puissance de calcul limitée du calculateur, il est important d'évaluer précisément le temps de calcul nécessaire pour chacune des tâches exécutées par ce calculateur. C'est l'une des raisons pour lesquelles le modèle de la boucle des gaz doit être testé avec un simulateur à pas fixe en utilisant le pas de calcul le plus large possible tout en restant compatible avec la dynamique de chaque fonction de transfert.

Par ailleurs, afin de pouvoir embarquer le modèle sur une cible temps réel du type XPC Target Box, une génération automatique du code doit être effectuée à partir du modèle de simulation. Cette opération peut être faite de façon très simple grâce à des boîtes à outils complémentaires de Mathworks telles que Real Time Workshop et XPC Target. La seule condition pour que la génération du code soit possible est que le modèle soit discret et que l'intégrateur choisi utilise un pas de calcul fixe. Malheureusement, il n'existe aucune méthode théorique permettant de déterminer la largeur maximum du pas fixe pour un modèle non-linéaire comme celui de la boucle des gaz développé ici. Le seul moyen de déterminer cette largeur de pas maximum est de tester et simuler le modèle jus-

qu'aux limites de stabilité. Plusieurs essais ont permis de définir la largeur maximum du pas fixe de simulation (4 ms) au-delà de laquelle la simulation donnait des résultats conduisant à des instabilités.

3.2 Recalage des paramètres du modèle

Le but de cette phase de développement du modèle est de faire correspondre au mieux le comportement du modèle simulé à celui du système réel, à savoir la boucle des gaz du moteur. Pour cela, nous avons utilisé des données expérimentales provenant de différents types d'essais effectués à l'aide du véhicule de recherche. Une partie de ces données (jeu de données d'identification), correspondant aux variables d'entrée du modèle, a été injectée dans le simulateur déjà présenté pour établir la simulation. Quant à la deuxième partie des données (jeu de données de validation), elle a servi à évaluer l'erreur entre les valeurs des sorties simulées et celles issues du système réel en vue du recalage du modèle.

3.2.1 Recalage des paramètres influant sur le comportement statique

Il s'agit ici de régler tous les paramètres du modèle pouvant affecter les valeurs de sorties de ce dernier en régime établi. Cette phase de recalage concerne uniquement les sous-modèles statiques tels que ceux de débits, de rendements et de températures (sauf pour les collecteurs d'admission et d'échappement). Pour cela, on utilise des données expérimentales disponibles qui proviennent d'essais à différents points de fonctionnement. Ainsi, selon la formule mathématique de chacun des sous-modèles traités (voir équations 3 à 9), le script de recalage utilise des routines d'optimisation (régression linéaire ou non linéaire) proposées par la boîte à outils Optimization de Mathworks afin de déterminer et d'ajuster les paramètres du modèle. Le tableau 2 résume les paramètres (constantes et cartographies) visés par le recalage statique.

3.2.2 Recalage des paramètres influant sur le comportement dynamique

Comme nous l'avons vu, le modèle de la boucle des gaz contient plusieurs volumes intermédiaires, non nécessairement bien connus *a priori*, dont le remplissage et l'évacuation constituent la dynamique des pressions formées dans ces volumes. De plus, le moment d'inertie de l'arbre turbocompresseur vient déterminer la dynamique de ce dernier tout en affectant la dynamique globale de la boucle des gaz. Le recalage dynamique consiste donc à ajuster les paramètres intervenant dans la partie dynamique du modèle à l'aide de données expérimentales afin d'approcher au mieux le comportement dynamique global du système réel. Le tableau 3 résume les paramètres du modèle de la boucle des gaz visés par ce recalage dynamique.

Par.	Description
C_1	Coefficient de décharge du filtre à air
f_{Q1cor}	Cartographie de débit corrigé du compresseur
f_{η_1}	Cartographie de rendement du compresseur
C_2	Coefficient de décharge de l'échangeur d'air comprimé
f_{η_2}	Cartographie d'efficacité de l'échangeur d'air comprimé
f_{Athr}	Cartographie de section effective de passage du volet d'admission
f_{η_4}	Cartographie de rendement volumique du moteur
f_{η_5}	Cartographie de rendement à l'échappement
f_{η_6}	Cartographie d'efficacité du conduit de retour d'EGR
f_{Aegr}	Cartographie de section effective de passage de la vanne d'EGR
f_{η_7}	Cartographie d'efficacité de l'échangeur d'EGR
f_{Q5cor}	Cartographie de débit corrigé de la turbine
f_{η}	Cartographie de rapport optimal de vitesse des ailettes de la turbine
f_{Cuop}	Cartographie de rendement aérodynamique maximum de la turbine
f_{η_8}	Cartographie d'efficacité de la structure métallique du turbocompresseur
C_{13}	Section effective équivalente de passage du système d'échappement

TAB. 2 – Paramètres intervenant dans la partie statique du modèle de la boucle des gaz du moteur diesel.

Pour identifier les constantes de temps des actionneurs électriques, nous avons appliqué des échelons de consigne de position à chacun de ces actionneurs. Différents points de fonctionnement et amplitudes d'échelons ont été utilisés durant les tests des actionneurs. Les données expérimentales d'entrées/sorties récoltées ont permis d'identifier les valeurs des constantes de temps des trois actionneurs testés.

Ensuite, étant donné que le débit d'air d'admission affecte pratiquement toutes les parties mécaniques et aérodynamiques du modèle de la boucle des gaz, nous avons décidé de procéder à des essais du type réponse à un échelon de débit afin de révéler les différentes dynamiques contenues dans cette boucle. Pour réaliser des échelons de débit d'air « les plus francs » possibles, nous avons appliqué des échelons de consigne de position au volet d'admission compte tenu de la rapidité d'action de ce dernier par rapport aux autres possibilités de sollicitation (échelons de régime, de débit de carburant ou de position d'ailettes de la turbine).

Différents points de fonctionnement du moteur (régime, débit de carburant) ont été utilisés pour récolter les données expérimentales nécessaires au recalage

Par.	Description
C_0	Volume du filtre à air et de son raccord au compresseur
C_{16}	Volume entre le compresseur et son échangeur de refroidissement
C_{17}	Volume entre l'échangeur de refroidissement et le volet d'admission
C_{18}	Volume du collecteur d'admission
C_{21}	Volume du collecteur d'échappement
C_{22}	Volume situé entre la turbine et le système d'échappement
C_{12}	Moment d'inertie de l'arbre turbo.
C_{24}	Constante de temps de la réponse du volet d'admission
C_{25}	Constante de temps de la réponse de la vanne EGR
C_{26}	Constante de temps de la réponse des ailettes de la turbine

TAB. 3 – Paramètres intervenant dans la partie dynamique du modèle de la boucle des gaz du moteur OM64

dynamique. Les valeurs des paramètres obtenues ont été pratiquement les mêmes quel que soit le point de fonctionnement utilisé. Ce résultat peut être expliqué par le fait que les paramètres recherchés, par leur nature (volumes, moment d'inertie), ne dépendent que de l'architecture matérielle de la boucle des gaz dans le moteur.

La figure 5 illustre les résultats de recalage de la réponse du modèle de simulation de la boucle des gaz à travers un extrait de quelques signaux mesurés mettant en valeur les propriétés dynamiques du système. La partie supérieure de cette figure indique les variations imposées sur les grandeurs L_1 et Q_1 , les autres parties de la figure comparent les mesures et les modèles des variables P_4 , P_5 et ω_1 .

Compte tenu des essais réalisés, le modèle de l'ensemble de la boucle des gaz a été jugé satisfaisant, c'est-à-dire capable de reproduire de façon qualitative et quantitative les variations des grandeurs à expliquer.

3.3 Validation des modèles

Pour valider les différents sous-modèles de la boucle des gaz du moteur, nous avons comparé leurs valeurs de sorties simulées avec celles mesurées. Ainsi, nous avons présenté dans la section 2 des résultats de validation pour les sous-modèles statiques sous forme graphique. Nous avons montré également (figure 5) un extrait des signaux disponibles illustrant les résultats de recalage des sous-modèles dynamiques du système. Nous tenons à rappeler que les données expérimentales ayant servi au recalage statique ou dynamique du modèle sont différentes de celles utilisées pour la validation.

Afin de combiner validation statique et dynamique et

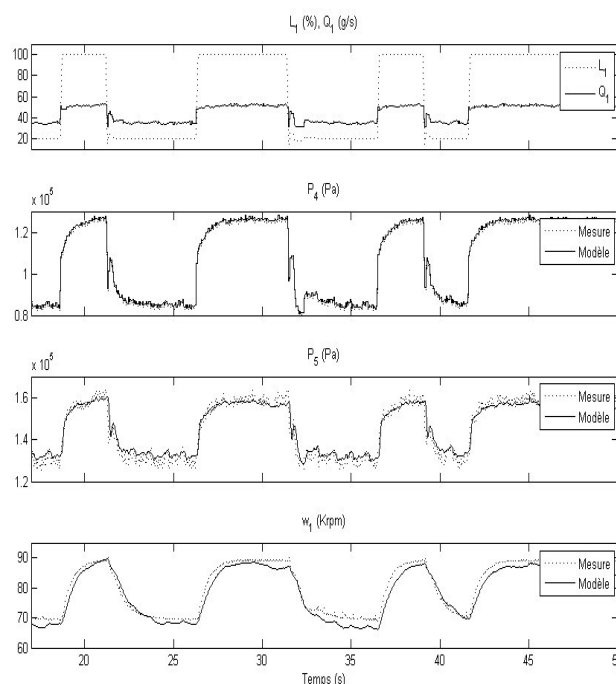


FIG. 5 – Extrait des signaux mesurés ayant servi au recalage dynamique du modèle de la boucle des gaz

d'évaluer les précisions des sorties globales du modèle, nous avons effectué différents types d'essai de circulation avec le véhicule de recherche : en ville, sur autoroute et mixte. Nous avons choisi de présenter par la suite un exemple de validation du modèle complet effectuée durant une partie d'un cycle de conduite standard (EUDC). Le cycle utilisé actuellement pour la norme EURO4 est le nouveau cycle européen de circulation NEDC (New European Driving Cycle), qui comprend quatre cycles urbains à une vitesse maximale de 50 km/h plus un cycle extra-urbain à une vitesse maximale de 120 km/h comme le montre la figure 6.

En ce qui nous concerne, nous nous sommes focalisés sur le dernier cycle du test NEDC à savoir le cycle extra-urbain EUDC (Extra Urban Driving Cycle) pour sa bonne couverture en termes de points de fonctionnement du système (vitesse du véhicule, régime du moteur, pressions d'admission et d'échappement, débits d'air et de carburant).

3.4 Résultats expérimentaux

Nous présentons ici les résultats de validation du modèle complet de la boucle des gaz basée sur un test NEDC et notamment la phase finale de ce test à savoir le cycle EUDC. La figure 7 illustre un extrait de 90 secondes des données expérimentales du cycle EUDC. Les entrées représentant les conditions environnementales du test étaient pratiquement constantes : $P_0 = 100kPa$, $T_1 = 290K$, $T_9 = 362K$. C'est pourquoi elles ne sont pas repré-

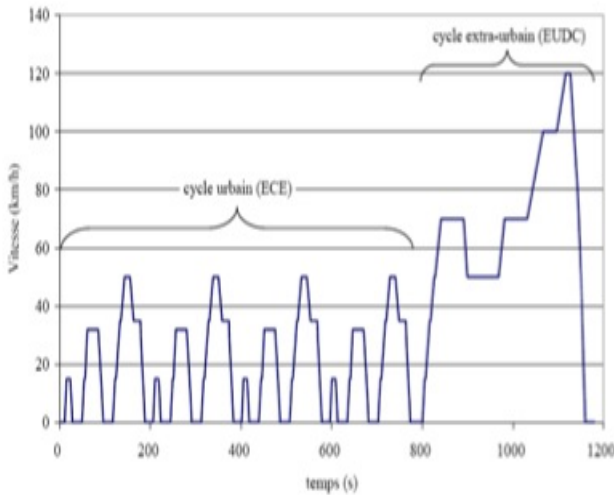


FIG. 6 – Profil de la vitesse du véhicule durant le test standard NEDC.

sentées sur la figure 7.

Pour des raisons de lisibilité, nous présentons séparément les entrées de consigne (figure 7) et la comparaison entre les valeurs mesurées des sorties des modèles et celles issues de la simulation de ces derniers sur les figures 8, 9 et 10.

Nous avons constaté sur les figures 8, 9, 10, une très bonne concordance entre les valeurs de sorties des modèles simulés et celles issues des données expérimentales obtenues durant un cycle EUDC.

En revanche, nous avons observé un décalage significatif entre les signaux de température issus du modèle de simulation et ceux mesurés, notamment lors des transitions importantes (suite à des variations importantes de débit d'injection par exemple). Ce décalage peut être expliqué par le fait que les modèles de température utilisés sont basés directement sur les phénomènes thermodynamiques (compression, détente, apport énergétique), tandis que les mesures proviennent de sondes de température souffrant de réponse fréquentielle plutôt médiocre. Pour cette raison, un filtrage des mesures a été appliqué avant d'établir le calcul d'erreurs de modélisation, concernant les variables de température, présenté dans le tableau 3.

Enfin, le modèle complet de la boucle des gaz a été implémenté dans sa version temps réel et embarqué dans le véhicule de recherche grâce à la plateforme XPC Target Box et les boîtes à outils Real Time Workshop et XPC Target de Mathworks.

Malgré toutes les simplifications et les approximations nécessaires pour l'implémentation du modèle en temps réel (interpolation, erreurs numériques de quantification) les précisions obtenues restent très satisfaisantes comme l'indique les erreurs, exprimées en pourcentage, consignées au tableau 4 récapitulatif. On a mentionné sur la première ligne les variables à expliquer par les modèles,

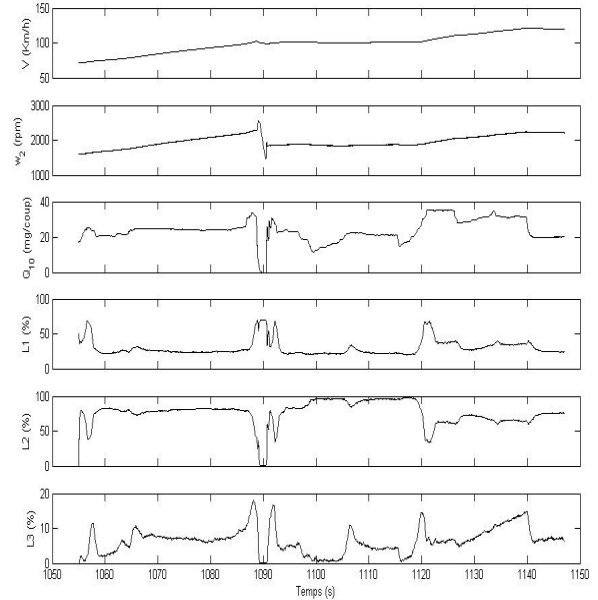


FIG. 7 – Entrées Q_{10} , W_2 , V , D_1 , D_2 , D_3

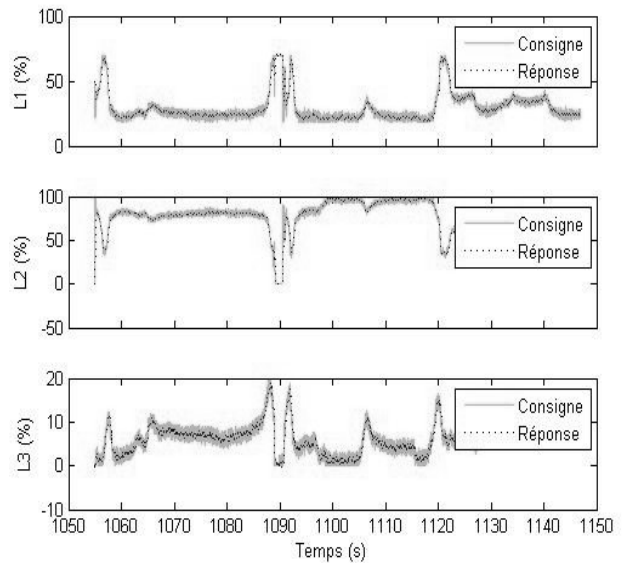


FIG. 8 – Sorties L_1 , L_2 , L_3

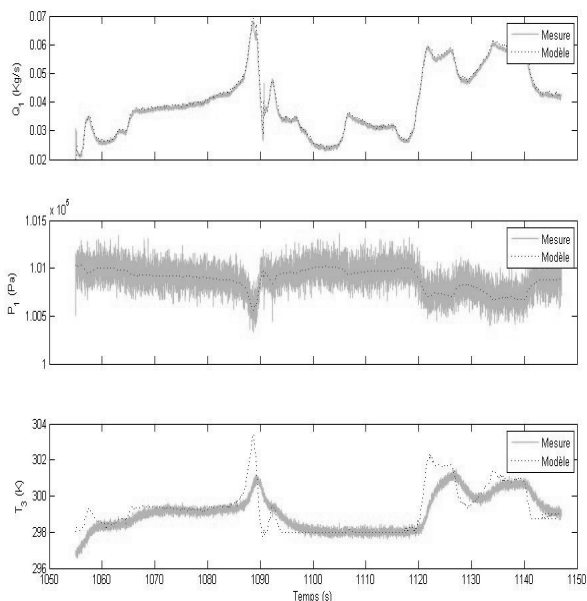


FIG. 9 – Sorties Q_1, P_1, T_3

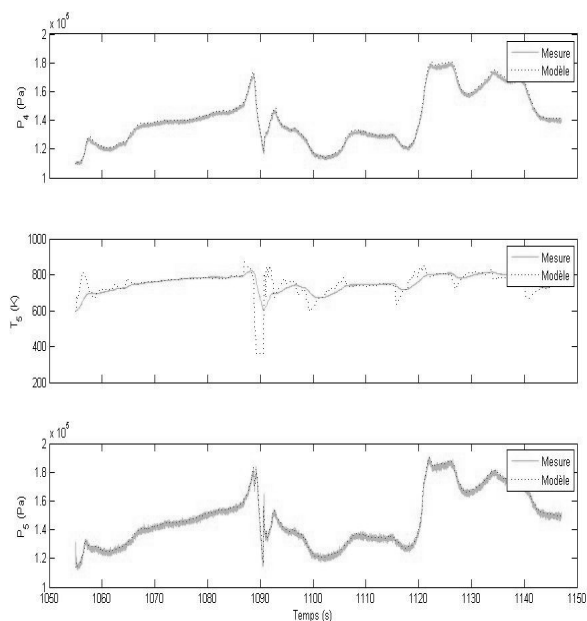


FIG. 10 – Sorties P_4, T_5, P_6

l'erreur moyenne calculée sur l'ensemble des campagnes de mesure et l'erreur maximale. L'amplitude de ces termes d'erreur est tout à fait acceptable pour justifier l'utilisation des modèles dans les phases de diagnostic de dysfonctionnement.

Var.	Q_1	P_1	T_3	P_4	T_5	P_5	L_1	L_2	L_3
E_{moy}	3.2	0.5	2	1.3	1.7	2.3	1.1	1.4	1.2
E_{max}	4.8	1.1	2.7	2.2	2.5	2.5	1.5	1.8	1.3

TAB. 4 – Précisions du modèle de la boucle des gaz.

4 Conclusion

Une contribution importante de ce travail a été de construire un modèle de simulation à valeur moyenne d'un moteur diesel destiné particulièrement à la boucle des gaz de celui-ci. Le recalage paramétrique et la validation du modèle obtenu ont été également effectués avec succès à l'aide d'un véhicule de recherche équipé d'un moteur diesel moderne. La boucle des gaz de ce moteur est dotée d'un volet d'admission, d'un turbocompresseur à géométrie variable et d'un système de recyclage des gaz d'échappement. Des capteurs d'origine, donc issus d'une configuration standard, fournissent des mesures de débit, de pression et de température en plus des positions instantanées des actionneurs de la boucle; ces mesures ont été utilisées pour caler les paramètres des modèles des différents composants du moteur.

Le modèle de la boucle des gaz du moteur diesel développé précédemment a également été utilisé dans un système de diagnostic à base de modèle. Le but est de déterminer les différents types de défauts de la boucle des gaz qu'il est possible de détecter et d'isoler en appliquant une méthode de diagnostic à base de modèle et de génération de résidus indicateurs de défauts. La validation du système de diagnostic obtenu a porté sur trois types de défauts principaux au sein de la boucle des gaz du moteur diesel : défauts de capteurs, défauts d'actionneurs, fuites dans la boucle des gaz.

Références

- [1] M. Nyberg, T. Stutte, and V. Wilhelmi. Model based diagnosis of the air path of an automotive diesel engine. IFAC Workshop : Advances in Automotive Control, Karlsruhe, Germany, March 2001.
- [2] H. Eichlseder, A. Wimmer. Future perspectives of the IC engine. 14th International Conference Transport and air pollution, Graz, 2005.
- [3] J. B. Heywood. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill, 1988.

- [4] H. Bengtsson. Modelling of Volumetric Efficiency on a Diesel Engine with Variable Geometry Turbine. Master thesis, Linköping University, Sweden, 2002.
- [5] S. Öberg. Identification and Improvements of an Automotive Diesel Engine Model purposed for Model Based Diagnosis. Master's thesis, Linköping University, Sweden, 2001.
- [6] F. Karlsson. Modelling the Intake Manifold Dynamics in a Diesel Engine. Master's thesis, Linköping University, Sweden, 2001.
- [7] M. Jung. Mean-Value Modelling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine. PhD thesis, University of Cambridge, 2003.
- [8] F. Swartling. Gas flow observer for Diesel Engines with EGR. Master's thesis, Linköping University, Sweden, 2005.
- [9] R. Isermann, P. Balle. Trends in the application of model-based fault detection and diagnosis of technical processes. *Control Engineering Practice*, 5 (5), pp. 709-719, March 1997.
- [10] M. Nyberg. Model Based Fault Diagnosis : Methods, Theory, and Automotive Engine Applications. PhD thesis, Linköping University, 1999.
- [11] M. Nyberg. Model Based Diagnosis of Both Sensor-Faults and Leakage in the Air-Intake System of an SI-Engine. Volume 1999-01-0860 of SAE Paper, 1999.
- [12] M. Nyberg, T. Stutte, V. Wilhelmi. Model Based Diagnosis of the Air Path of an Automotive Diesel Engine. IFAC Workshop : Advances in Automotive Control. Karlsruhe, Germany, March 2001.
- [13] Z. Sabe, J. Ragot, F. Kratz. Structured hypothesis tests based diagnosis : application to common rail diesel injection system. *Advances in Vehicle Control and Safety*, Genova, Italy, 2004.
- [14] Sabe Z., Kratz F., Ragot J. Diagnostic utilisant les tests d'hypothèses structurés. Application au contrôle de la pression d'un système d'injection diesel à rampe commune. Conférence Internationale Francophone d'Automatique, Douz, Tunisie, 2004.
- [15] Z. Sabe. Diagnostic à base de modèle : application à un moteur diesel suralimenté à injection directe. Thèse de l'Institut National Polytechnique de Lorraine, 20 décembre 2006.
- [16] R. Isermann, A. Schwarte, F. Kimmich. Model-based fault detection of a Diesel engine with turbo charger - a case study. 1st IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, University of Salerno, Italy, 2004.
- [17] J C. Peyton Jones, K R. Muske, J W. Howse Model-Based Fault Detection for Three-Way Automotive Catalyst Systems. 1st IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, University of Salerno, Italy, 2004.