

République Algérienne Démocratique Et Populaire

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR
ANNABA



جامعة باجي مختار
عنابة

Faculté des Sciences de l'Ingénieur

Département de l'Électronique Année : 2007

MEMOIRE

Présente en vue de l'obtention du diplôme de Magister

Intitulé :

Détection des défauts dans le système de combustion d'un moteur Diesel



Option
Automatique Industriel

Présenté par :
Labed Fayçal

Président	: Lakel Rabah	M.C U. ANNABA
Directeurs de mémoire	: Abassi Hadj Ahmed	Pr. U. ANNABA
Examineurs	: Otmani Abbass	M.C U. ANNABA
Invité	: Lafifi Mouhamed Mourad	Dr. U. ANNABA



Dédicaces

Je dédie ce travail à :

Mes chers parents qui m'ont beaucoup aidé,

À mes frères et sœurs.

À mes Collègues de LABO

À toute la famille et les amis

L. fayçal



Remerciements

Le plus grand Merci tout d'abord revient à « Dieu » qui, lui seul, nous a guidé dans le bon sens durant notre vie et qui nous a donné le courage, la volonté, et la force pour élaborer ce travail de recherche.

L'aboutissement de ce travail de mémoire a été possible grâce à la collaboration d'un groupe de personnes, auxquels je dois exprimer mes remerciements.

*Je tiens tout d'abord à remercier **M^{er} H.A. Abbassi** Pr. au département d'électronique pour m'avoir permis à m'inscrire au magister sous sa direction, ainsi pour la confiance qu'il m'a accordé tout le long de ce cycle.*

*Ma gratitude s'adresse également à **M^{er} M..M Lafifi** Dr. au département d'électronique de m'avoir proposé ce sujet et m'avoir guidé tout au long de cette période, aussi pour le temps précieux qu'il m'a accordé et pour m'avoir secouru quand il le fallait. J'avoue que j'ai toujours attendu avec une grande impatience ses remarques. Les nombreuses discussions que nous avons eues sur le diagnostic et les méthodes de détection des pannes.*

*J'exprime mes profonds remerciements et tous mes respects à Monsieur **M^{er} R. Lakel** M.C au département d'électronique, pour avoir bien voulu accepter de présider ce jury.*

*Je remercie **M^{er} A. Othmani** M.C au département de mécanique. D'avoir accepté d'examiner ce mémoire et d'être membre du jury.*

Résumé

D'après le développement du monde actuel de motorisation des voitures le moteur Diesel à injection directe à rampe commune devient le moteur le plus récent et le plus fiable, par l'utilisation de l'électronique embarqué (calculateur d'injection, calculateur de freinage...)

L'emploi généralisé de ces nouveaux systèmes se justifie par la nécessité de maîtriser le comportement du moteur avec comme objectif de réaliser un bon compromis entre les émissions de polluants, la consommation de gasoil et les performances souhaitées par le client. Pour cela on va passer en revue les caractéristiques et les spécifications de ce nouveau moteur, et une brève représentation de différents capteurs et actionneurs du moteur.

Ensuite nous allons voir les différents modèles physiques existant dans la littérature pour la modélisation du moteur Diesel à injection directe à rampe commune avec turbocompresseur à géométrie variable équipé de système de recirculations des gaz d'échappement.

Nous avons utilisé une approche neuro-floue pour l'identification des paramètres des multi modèles, ainsi des modèles locaux linéaires sont obtenus. Nous passons ensuite à l'étude de structure de détection de pannes. Notre choix sera orienté vers l'approche d'espace de parité et celle des observateurs. Il sera alors question de génération de résidus tenant compte des défauts capteurs, actionneurs, et système. Une étude en simulation est faite sur cette partie en mettant en évidence l'apparition de pannes sur l'ensemble du système.

L'analyse des résultats en simulation est encourageante.

Abstract

According to the development of the current world of motorization of the cars, the Diesel engine with direct injection with common rail becomes the most recent engine and most reliable, by the use of embedded electronics (calculator of injection, calculator of braking...)

The generalized of these new systems is justified by the need for controlling the behaviour of the engine with an objective of carrying out a good compromise between the emissions of pollutants, the consumption of gas oil and the performances desired by the customer. For that one will review the characteristics and the specifications of this new engine, and a short representation of various sensors and actuators of the engine.

Then we will see the various physical models existing in the literature for the modelling of the Diesel engine with direct injection with common rail with turbocompressor of variable geometry equipped with system of recirculation of exhaust gases.

We used a neuro-fuzzy approach for the identification of the parameters of the multimodel, so some linear local models are obtained. We pass then being studied of structure of detection of breakdowns. Our choice will be directed towards the approach of space of parity and that of the observers. It will be then a question of generation of residues taking account of the defects sensors, actuators, and system. A study in simulation is made on this part by highlighting the appearance of breakdowns on the whole system. The analysis of the results in simulation is encouraging.

ملخص

نظرا لتطور العالم الحديث لمحركات السيارات، محرك الديزل ذا الضخ المباشر عن طريق مشترك أصبح المحرك الأكثر حداثة و جودة. باستعمال الإلكترونيك المركب (حاسوب الضخ، حاسوب الفرملة، ...)

الاستخدام العام لهذه الأنظمة الجديدة تبرر ضرورة السيطرة على تصرف المحرك بهدف الوصول إلى التحكم في الغازات الملوثة المطروحة من المحرك، تقليل إستهلاك الوقود و الإمتيازات المطلوبة من طرف المستهلك. من أجل ذلك سنقوم باستعراض الخصائص و الإمتيازات لهذا النوع الجديد من المحركات ونعطي لمحة توضيح لمختلف أنواع أجهزة التحسس و المشغلات.

بعد ذلك نتطرق لمختلف النماذج الفيزيائية الموجودة في المستندات لنمذجة محرك الديزل ذا الضخ المباشر عن طريق مشترك مع ضاغط تربيني ذا هندسة متغيرة مجهز بنظام إعادة الغازات المطروحة.

لقد استعملنا طريقة المنطق الغامض مع شبكة الخلايا العصبونية من أجل تعيين المركبات للأنظمة المتعددة، حيث نجد أنظمة محلية خطية. نتوجه بعد ذلك لدراسة مختلف الأشكلة لكشف و تشخيص الخلل.

إن اختيارنا كان متوجه إلى فضاء التماثل، إضافة إلى إستعمال المراقب، وذلك من خلال دراسة الباقي الناتجة عن الخلل، مع أخذ بعين الإعتبار خلل أجهزة التحسس و المشغلات إضافة إلى عطب النظام بعينه.

دراسة تطبيقية أنجزت في هذه المرحلة ، نستعمل في هذا حدوث الخلل في مجموع الأنظمة. تحليل النتائج التطبيقية يبدو مشجعا.

Liste des abréviations

Symbole	Abréviation	Signification
EGR	Exhaust Gas Recirculation	
RGE	Recirculation des gaz d'échappement	
RCO	Rapport Cyclique d'Ouverture	
Co₂	Dioxyde de Carbone	
Co	Monoxyde de Carbone	
CH	Hydrocarbures imbrûlés	
NO_x	Oxydes d'azote	
H₂O		Eau
p_{me}	pression moyenne effective	
VGT	Variable Geometry Turbine	Variable de la géométrie de la turbine
NARX	No linier Auto-Regressive exogenous	Non linéaire Auto-Régressive à moyenne mobile
SBPA	Signaux Binaire Pseudo Aléatoire	
LOLIMOT	Local linier model tree	Multi modèle linéaire locale
D.D.P	Diagnostic et Détection des Pannes	
RAS	Refroidisseur d'Air de Suralimentation	
ANFIS	Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System	Le réseau adaptatif neuro-flou
CTN	Coefficient de Température Négatif	Thermistance
HP	Haute pression	
TDI	Turbo Diesel Injection	
DTI	Diesel Turbo Injection	
CV	Cheval vapeur	
TDDI	Turbo Diesel Direct Injection	
CDI	Commons rail Direct Injection	
DCI	Diesel Commons rail Injection	

Sommaire

	Introduction générale	1
Chapitre 1	Les moteurs diesel	4
1-1	Introduction	5
1-2	Rappel historique du moteur diesel	6
1-3	Les types de moteur diesel	6
1-3-1	Moteurs à injection indirecte	6
1-3-2	Les Moteurs à injection directe	8
1-3-3	Moteurs à rampe commune et Injecteur Pompe	9
1-4	Comment ça marche le moteur diesel	11
1-4-1	Le principe	11
1-4-2	Les temps de la combustion	12
1-4-3	Le démarrage d'un moteur Diesel:	13
1-4-4	Le cycle du Diesel :	14
1-5	L'architecture des moteurs Diesel	14
1-5-1	Fonctionnement du système;	15
1-5-2	Les éléments principaux du système :	16
1-5-2-a	Les injecteurs	16
1-5-2-a-1	Fonctionnement	16
1-5-2-a-2	Commande de l'injecteur	17
1-5-2-a-3	La pré-injection	17
1-5-2-a-4	L'injection principale	17
1-5-2-a-5	La post-injection	17
1-5-2-b	La rampe commune haute pression	17
1-5-2-c	Dispositif de démarrage à froid	19
1-5-2-c-1	Bougies de préchauffage	19
1-5-2-c-2	Fonctionnement	19
1-5-2-d	Turbo et Compresseur	19
1-5-2-d-1	Compresseur	20
1-5-2-d-2	Turbo	20
1-5-2-d-3	Le principe de fonctionnement de turbocompresseur	20
1-5-2-d-4	Intercooler (ou refroidissement air/air)	21
1-5-2-f	La pompe Haut pression	21
1-5-2-f-1	Phase remplissage	22
1-5-2-f-2	Phase refoulement	22
1-5-2-f-3	Principe de fonctionnement ou démarrage	22
1-5-2-f-4	La pompe de transfert	22
1-5-2-g	Collecteur d'admission	22
1-5-2-h	Échangeur thermique intermédiaire	22
1-5-2-i	EGR ou RGE (Récirculation des gaz d'échappement)	23
1-5-2-j	Collecteur d'échappement	23

1-5-3	Les différents capteurs	23
1-5-3-a	Le capteur de régime vilebrequin	23
1-5-3-b	Le capteur de phase	24
1-5-3-c	Le transducteur de pédale d'accélérateur	24
1-5-3-d	Le capteur de température de liquide de refroidissement	24
1-5-3-e	Le capteur de pression de suralimentation	25
1-5-3-f	Le capteur de température du carburant	25
1-5-3-g	Le capteur de pression de la rampe sphérique	25
1-5-3-h	Les capteurs de température d'air d'admission	26
1-5-3-i	Le capteur de pression atmosphérique	26
1-5-3-j	Le débitmètre d'air à film chaud et le capteur de température d'air d'admission	26
1-5-3-k	Le capteur de vitesse du véhicule	27
1-6	Calculateur de gestion moteur	27
1-7	Les émissions polluantes	28
1-7-1	Les émissions du moteur diesel	28
1-7-2	L'évolution de la législation sur les émissions polluantes	29
1-8	Comparaison entre le moteur diesel à injection direct à rampe commune et le moteur à essence	30
1-8-1	Avantages du moteur diesel	30
1-8-2	Inconvénients	30
1-9	Conclusion	30
Chapitre 2	Modélisation du moteur diesel	31
2-1	Modélisation du système	32
2-2	Modèle de la dynamique de l'air	33
2-3	Modèle de collecteur d'admission	33
2-4	Moteur suralimenté par turbocompresseur	35
2-4-1	Caractéristiques fonctionnelles	35
2-4-2	Puissance de compression	35
3-4-3	Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement	36
3-4-3-a	Détente des gaz d'échappement et puissance de la turbine	36
3-4-3-b	Rendement de la turbine	37
3-4-3-c	Dérivation des gaz de turbine (wastegate)	37
3-4-4	Accélération du moteur suralimenté par turbocompresseur	38
3-4-5	Turbine à géométrie variable	38
3-4-6	Refroidissement de l'air d'admission	39
2-5	Les débits massiques	39
2-5-1	Débit d'air d'admissions	39
2-5-2	Débit d'air à travers l'électrovanne « EGR »	40
2-5-3	Débit d'air d'échappement	41
2-6	La dynamique du vilebrequin	41
2-7	La dynamique du gasoil	41
2-8	Le modèle final de simulation du moteur Diesel:	42
2-9	Conclusion	42
Chapitre 3	Identification des multi modèles	43
3-1	Introduction	44
3-2	L'architecture du réseau neuro-flou l'ANFIS :	46
3-3	Utilisation du réseau de neuro-flou pour la linéarisation du	48

3-4	modèle LOLIMOT "local linear model trees"	48
3-5	Architecture du Modèle	49
3-6	Algorithme d'identification	50
3-6-1	L'estimation des paramètres	50
3-6-2	Algorithme de décomposition par accroissement	53
3-7	Les résultats d'application	55
3-8	Conclusion	60
Chapitre 4	Génération des résidus	61
4-1	Introduction	62
4-2	Concept de base	64
4-2-1	Définition d'une panne	64
4-2-2	La détection	64
4-2-3	Le diagnostic	64
4-2-4	Supervision	64
4-2-5	Surveillance	64
4-2-6	Défaut	64
4-2-7	Notion de redondance	64
4-3	L'espace de parité	65
4-3-1	Introduction	65
4-3-2	Espace de parité statique	66
4-3-3	Espace de parité dynamique	68
4-3-3-a	Vecteur de parité généralisé	68
4-3-3-b	Relations d'auto-redondance	69
4-3-3-c	Relations d'intra-redondance	70
4-3-3-d	Espace de parité robuste avec découplage parfait des entrées inconnues	70
4-4	Espace de parité d'un système représenté par multi modèle	72
4-5	Méthode de conception d'un multiobservateur	74
4-5-1	<i>Affectation des valeurs propres d'un multiobservateur</i>	75
4-5-2	<i>Conception d'un multiobservateur à entrées inconnues</i>	76
4-5-3	<i>Matrices d'influence d'entrées inconnues identiques</i>	76
4-5-4	<i>Convergence globale du multiobservateur</i>	78
4-5-4-a	<i>Méthode de résolution</i>	78
4-5-4-b	<i>Placement de pôles</i>	79
4-5-5	<i>Estimation des entrées inconnues</i>	80
4-6	Détection des pannes par banc d'observateur	81
4-6-1	Détection par observateur unique	81
4-6-2	Détection par un banc d'observateurs	81
4-6-3	Détection par observateur généralisé	82
4-6-4	Détection de défauts actionneurs	83
4-7	Conclusion	83
Chapitre 5	Simulations et détections des pannes	84
5-1	Introduction :	85
5-2	Détections des pannes capteur par l'espace de parité	85

5-3	Détections des pannes capteur par l'espace de parité	90
5-4	Détections des pannes capteur par banc d'observateur	94
5-5	Cas d'une panne actionneur	109
5-6	Estimation des entrées inconnues	122
5-7	Création d'une interface de simulation	123
5-8	Conclusion	123
	Conclusion générale	124

Liste des figure

Figure	Titre	Page
1-1	Schéma d'un moteur diesel à injection direct	5
1-2	Les structures des préchambres de combustion	7
1-3	L'injection directe	8
1-4	Injecteur piezo de Siemens	10
1-5	L'admission d'air	12
1-6	La compression d'air	12
1-7	L'explosion	12
1-8	L'échappement:	13
1-9	Architecture d'un moteur diesel à rampe commun	15
1-10	L'injecteur diesel à rampe commun	16
1-11	La rampe commune haute pression	17
1-12	La rampe commune de type sphérique	18
1-13	Le limiteur de débit	18
1-14	Bougie de préchauffage	19
1-15	Turbocompresseur	20
1-16	Pompe haute pression et pompe de transfert	21
1-17	L'électrovanne EGR	23
1-18	Capteur de vitesse du moteur	23
1-19	Capteur de phase	24
1-20	Capteur d'accélération	24
1-21	Capteur de température de liquide de refroidissement	24
1-22	Capteur de pression de suralimentation	25
1-23	Capteur de température du carburant	25
1-24	Capteur de pression de la rampe sphérique	25
1-25	Capteur de température d'air d'admission	26
1-26	Capteur de pression atmosphérique	26
1-27	Le débitmètre d'air à film chaud et le capteur de température d'air d'admission	26
1-28	Capteur de vitesse du véhicule	27
1-29	Les émissions du moteur diesel	29
2-1	Installation d'un turbocompresseur sur un moteur Automobile (schématisé par Renault)	32
2-2	Schéma simplifié du moteur diesel avec l'électrovanne « EGR »	33
2-3	Turbine à géométrie variable à ailettes pivotantes	38
3-1	(a) Raisonnement floue ; (b) Équivalent « ANFIS »	46
3-2	Structure du réseau neuro-floue du modèle linéaire local avec M neurones pour le n_x LLM d'entrées X et n_z fonctions de validité d'entrées z	49

3-3	Opération de la structure d'algorithme « LOLIMOT » de recherche dans les quatre premières itérations pour un espace bidimensionnel d'entrée ($p = 2$)	54
3-4	Les entrées de système	55
3-5	Les états de système	56
3-6	Décomposition d'espace d'entrée par « LOLIMOT »	57
3-7-a	Les sorties du système avec l'estimation par Le modèle identifié par « LOLIMOT »	57
3-7-b	Les sorties du système avec l'estimation par Le modèle identifié par « LOLIMOT »	58
4-1	Demain des valeurs	75
4-2	Région des valeurs propre	76
4-3	Détection par observateur unique	81
4-5	Détection par banc d'observateur	82
4-6	Détection par 'observateur généralisé	82
4-7	Détection par observateur à entrée inconnue	83
5-1	Signaux des sorties réels du système et des sorties du capteur ainsi que les résidus générés par les équations d'auto redondance de l'espace de parité en absence de bruit de mesure	86
5-2	Signaux des sorties réels du système et des sorties du capteur ainsi que les résidus générés par les équations d'auto redondance de l'espace de parité en présence de bruit de mesure	87
5-3	Signaux des sorties réelles du système et des sorties du capteur ainsi que les résidus générés par les équations d'auto redondance de l'espace de parité cas panne capteur de vitesse	88
5-4	Signaux des sorties réelles du système et des sorties du capteur ainsi que les résidus générés par les équations d'auto redondance de l'espace de parité cas panne capteur de pression de collecteur d'admission	89
5-5	Résidu insensible au 1 ^{er} entrée du système	91
5-6	Résidu insensible au 2 ^{ième} entrée du système	91
5-7	Résidu insensible au 3 ^{ième} entrée du système	91
5-8	Résidu insensible au 4 ^{ième} entrée du système	91
5-9	Résidu insensible au 1 ^{er} entrée du système on présence du bruit	91
5-10	Résidu insensible au 2 ^{ième} entrée du système on présence du bruit	91
5-11	Résidu insensible au 3 ^{ième} entrée du système on présence du bruit	92
5-12	Résidu insensible au 4 ^{ième} entrée du système on présence du bruit	92
5-13	Résidu insensible au 1 ^{er} entrée du système on présence du bruit et panne de 1 ^{er} actionneur	92
5-14	Résidu insensible au 2 ^{ième} entrée du système on présence du bruit et panne de 1 ^{er} actionneur	92
5-15	Résidu insensible au 1 ^{er} entrée du système on présence du bruit et panne de 1 ^{er} actionneur	92

5-16	Résidu insensible au 2 ^{ième} entrée du système on présence du bruit et panne de 1 ^{er} actionneur	92
5-17	Résidu insensible au 1 ^{ième} entrée du système en présence du bruit et panne de 2 ^{ième} actionneur	93
1-18	Résidu insensible au 2 ^{ième} entrée du système en présence du bruit et panne de 2 ^{ième} actionneur	93
1-19	Résidu insensible au 3 ^{ième} entrée du système en présence du bruit et panne de 2 ^{ième} actionneur	93
5-20	Résidu insensible au 4 ^{ième} entrée du système en présence du bruit et panne de 2 ^{ième} actionneur	93
5-21	Signaux des sorties du 1 ^{er} observateur en absence des pannes	94
5-22	Signaux des sorties du 2 ^{ième} observateur en absence des pannes	95
5-23	Signaux des sorties du 3 ^{ième} observateur en absence des pannes	96
5-24	Signaux des sorties du 4 ^{ième} observateur en absence des pannes	97
5-25	Signaux des sorties du 5 ^{ième} observateur en absence des pannes	98
5-26	Signaux des sorties du 1 ^{er} observateur pour une panne du capteur de vitesse	99
5-27	Signaux des sorties du 2 ^{ième} observateur pour une panne du capteur de vitesse	100
5-28	Signaux des sorties du 3 ^{ième} observateur pour une panne du capteur de vitesse	101
5-29	Signaux des sorties du 4 ^{ième} observateur pour une panne du capteur de vitesse	102
5-30	Signaux des sorties du 5 ^{ième} observateur pour une panne du capteur de vitesse	103
5-31	Signaux des sorties du 1 ^{er} observateur pour une panne capteur de pression du collecteur d'admission	104
5-32	Signaux des sorties du 2 ^{ième} observateur pour une panne capteur de pression du collecteur d'admission	105
5-33	Signaux des sorties du 3 ^{ième} observateur pour une panne capteur de pression du collecteur d'admission	106
5-34	Signaux des sorties du 4 ^{ième} observateur pour une panne capteur de pression du collecteur d'admission	107
5-35	Signaux des sorties du 5 ^{ième} observateur pour une panne capteur de pression du collecteur d'admission	109
5-36	Signaux des sorties du 1 ^{er} observateur à entrée inconnu en absence des pannes	110
5-37	Signaux des sorties du 2 ^{ième} observateur à entrée inconnu en absence des pannes	111
5-38	Signaux des sorties du 3 ^{ième} observateur à entrée inconnu en absence des pannes	112
5-39	Signaux des sorties du 4 ^{ième} observateur à entrée inconnu en absence des pannes	113
5-40	Signaux des sorties du 1 ^{er} observateur à entrée inconnu en cas de panne sur l'électrovanne « EGR »	114
5-41	Signaux des sorties du 2 ^{ième} observateur à entrée inconnu en cas de panne sur l'électrovanne « EGR »	115

5-42	Signaux des sorties du 3 ^{ième} observateur à entrée inconnu en cas de panne sur l'électrovanne « EGR »	116
5-43	Signaux des sorties du 4 ^{ième} observateur à entrée inconnu en cas de panne sur l'électrovanne « EGR »	117
5-44	Signaux des sorties du 1 ^{er} observateur à entrée inconnu en cas panne d'injecteur	118
5-45	Signaux des sorties du 2 ^{ième} observateur à entrée inconnu en cas panne d'injecteur	119
5-46	Signaux des sorties du 3 ^{ième} observateur à entrée inconnu en cas panne d'injecteur	120
5-47	Signaux des sorties du 4 ^{ième} observateur à entrée inconnu en cas panne d'injecteur	121
5-48	Signal estimé de command de l'électrovanne « EGR » et entrée réelle du système	122
5-49	Signal estimé de command de l'injecteur et entrée réelle du système	122
5-50	Interface graphique de simulation	123

Introduction générale :

L'un des enjeux les plus importants de l'automatisation concerne aujourd'hui l'augmentation de la fiabilité, de la disposition de la sûreté de fonctionnement des processus technologiques. Cela conduit à la mise en œuvre de système de surveillance dont l'objectif est d'être capables, à tout instant, de fournir l'état de fonctionnement de différents organes constitutifs d'un système technologique quelconque.

Comme la mentionné Philippe Declarck [**Decl 91**], en effet les systèmes automatiques de production sont caractérisés par une complexité de plus en plus importante : capteur et actionneur nombreux, géographiquement répartis, avec des modes de fonctionnement multiples, interactions importante entre les opérateurs et le processus, ainsi leurs complexités les rendent vulnérables aux défaillances qui sont à l'origine de coûts importants en termes de sécurité (risque d'accident, de pollutions, etc...) et en termes de disponibilité (diminution de la productivité, mauvaise qualité, etc...).

Il est nécessaire d'avoir un système de supervision intelligent capable de mener la tâche de diagnostic et de détection des défauts opérant dans un processus où les organes de contrôle (les capteurs) ou de commande (les actionneurs) sont imbriqués.

Cette tâche comprend la détection des défauts dans les processus, actionneurs et capteurs en employant les dépendances entre différents signaux mesurables. Ces dépendances sont exprimées par les modèles mathématiques de processus.

Pour la détection de défauts, on peut citer les méthodes basées sur la connaissance et celles qui sont à base de modèles voir [**Iser 84**], [**Iser 91**]. Du fait que la conception d'un système de commande reconfigurable est fortement liée aux informations sur le système post-défaut, nous avons opté pour les méthodes à base de modèles. Le principe consiste à utiliser les mesures des signaux d'entrée et de sortie et le modèle mathématique du procédé afin de générer des résidus ou indicateurs. Après évaluation, le défaut est détecté et isolé.

Les techniques de l'automatique proposent des outils de surveillance des systèmes en temps réel, basés sur les mesures prélevées sur ces capteurs. La littérature propose une multitude des méthodes pour aborder les problèmes de détection et d'isolation des défauts. Ce sont les méthodes de détection et d'isolation de défauts à base de modèle qui retiendront notre attention. Pour détecter la présence d'un défaut, le comportement du système est comparé à celui du modèle mathématique et tout écart significatif dénote une modification de comportement éventuellement explicable par la présence d'un défaut. La différence entre le comportement du système et celui du modèle est exprimé sous forme d'un résidu. Afin d'isoler les défauts, le résidu est souvent structuré de manière à être sensible uniquement à un groupe de défauts voir [Maqu 97], [Rago 00]. Pour obtenir le modèle mathématique utilisé dans ces méthodes de détection et d'isolation de défaut, les méthodes d'identification sont souvent utilisées afin de caractériser le modèle de bon fonctionnement du système et éventuellement son ou ses modèles de dysfonctionnement voir [Fink 97], [Nell 00].

Dans cet étude on s'intéresse à la modélisation du système de moteur Diesel qui est un moteur thermique ou machine permettant de convertir de l'énergie chimique issue du processus de combustion d'une certaine quantité de carburant (gasoil) et de comburant (air), en énergie mécanique.

Depuis leur intégration dans le moyen de transport le plus utilisé dans les civilisations dites « développées », i.e. l'automobile, les industriels n'ont cessé d'améliorer les moteurs thermiques. En effet, les systèmes mécaniques qui jusqu'à récemment permettaient de piloter complètement les moteurs (câble d'accélérateur, carburateur, arbre à cames, etc...), sont peu à peu remplacés par des systèmes de commande électro-mécaniques ou électroniques (papillon motorisé, injecteur, soupape électromagnétique, etc...). L'emploi généralisé de ces nouveaux systèmes se justifie par la nécessité de maîtriser le comportement du moteur avec comme objectif de réaliser un bon compromis entre les émissions de polluants, la consommation de gasoil et les performances souhaitées par le client. La demande croissante du marché ainsi que la multiplication du nombre de véhicules sont des raisons majeures de l'augmentation des émissions polluantes à effet de serre qui menacent l'avenir de l'humanité. Pour cette raison, de nouvelles normes antipollution ont été définies et sont à venir.

Introduction générale

Un intérêt particulier a été donné au développement des moteurs thermiques afin de les rendre plus économiques (en terme de consommation de carburant), et moins polluants.

Ce travail a été initié pour répondre à un certain nombre de questions relatives au bon fonctionnement du moteur Diesel à injection directe à rampe commune (modèle DCI, HDI).

La complexité technologique des éléments qui composent ces moteurs, l'intégration de plus en plus importante de l'espace calcul et ainsi que le degré de coopération du concepteur et du conducteur imposent des outils de modélisation et de détection de diagnostic de défauts assez puissants. Pour cela il est présenté un modèle complet décrivant les phases d'admission de combustion et d'échappement modèle fortement non linéaire.

L'approche neuro-floue est utilisée pour construire des multi modèles (LOLIMOT) « local linear model tree » (en anglais) permettant de reproduire le plus fidèlement possible le phénomène de thermodynamique et mécanique, l'identification des paramètres est menée sur des modèles linéaires découplés décrits par une représentation neuro-floue.

Un programme de simulation assez consistant est lancé pour une base de données permettant de délimiter les horizons de fonctionnement du moteur à injection directe.

Une structure de détection de défauts et diagnostic est construite autour d'un bloc de générateur de résidus par deux méthodes, celle de l'espace de parité et un banc d'observateurs, dans une seconde étape l'on établit un test comparant les résidus.

Il est à souligner que cette structure s'intègre dans l'architecture du calculateur et peut répondre à un certain nombre de questions avec pertinence, en outre il est prévu d'adjoindre à cette structure un ensemble de coopération homme machine et ce pour compléter la boucle de surveillance (assurer une sûreté de fonctionnement de manière constante et une intervention facile de maintenance).

Chapitre 1

Les moteur diesel

1-1 Introduction :

Un moteur Diesel fonctionne différemment d'un moteur à essence. Même si leurs principaux organes sont semblables et s'ils respectent le même cycle à quatre temps, un moteur Diesel et un moteur à explosion présentent des différences sensibles, en particulier dans la façon dont le mélange carburé y est enflammé et dans la manière dont la puissance délivrée y est régulée. Dans un moteur à essence, le mélange carburé est enflammé par une étincelle électrique. Dans un moteur Diesel, l'allumage est obtenu par une auto-inflammation du carburant à la suite de l'échauffement de l'air sous l'effet de la compression.

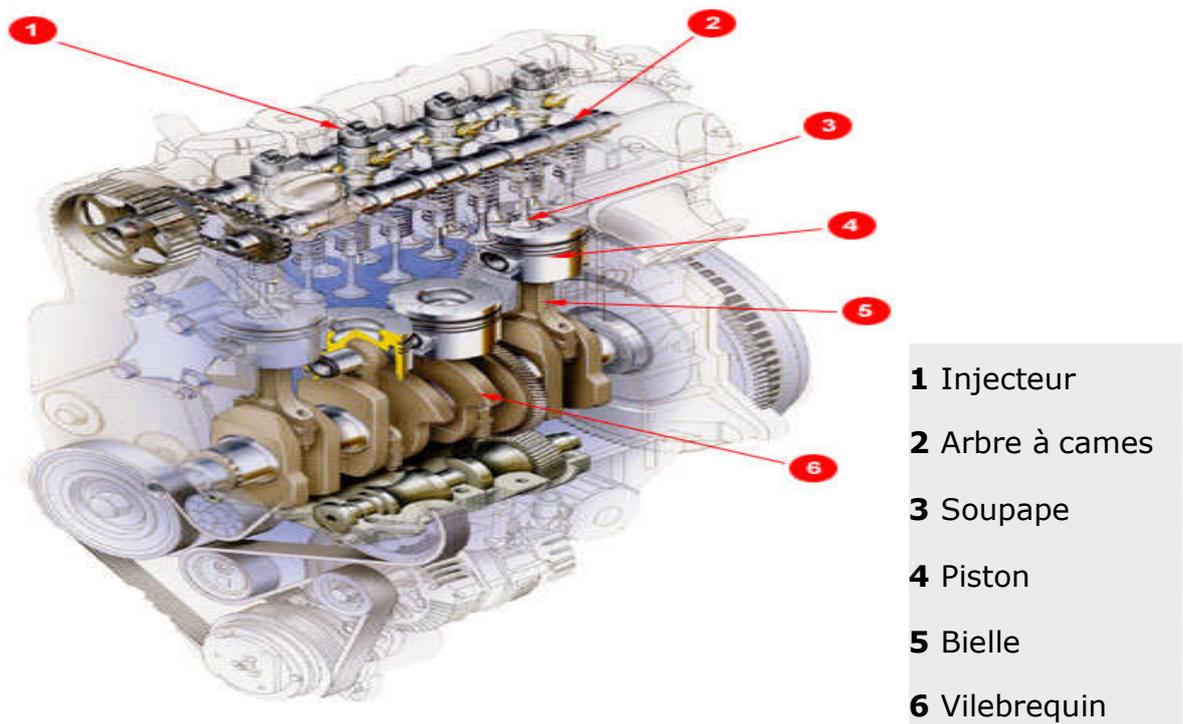


Figure 1-1 : Schéma d'un moteur Diesel à injection directe

Un moteur à combustion interne fut conçu dès 1678 par le scientifique hollandais Christiaan Huygens. Cependant, il ne fut effectivement construit que beaucoup plus tard. Depuis la carriole motorisée du Suisse Isaac de Rivaz en 1805, en passant par la voiture construite par Étienne Lenoir à Paris en 1863 et fonctionnant au gaz d'éclairage, il a fallu attendre le milieu des années 1880 pour que le moteur à combustion interne puisse être utilisable dans un véhicule destiné au transport des personnes.

En 1862, le Français Beau de Rochas inventa le premier cycle à quatre temps. En 1866, les deux ingénieurs allemands Eugen Langen et August Otto, mirent au point un moteur à gaz et, en 1876, Otto construisit un moteur à quatre temps, à l'origine de la plupart des moteurs à combustion interne ultérieurs pour plus d'information voir [Desv 03].

1-2 Rappel historique du moteur Diesel :

Le moteur Diesel qui équipe les automobiles que nous connaissons à ce jour est le fruit d'une évolution constante.

Cette évolution a subi des accélérations en fonction de circonstances telles que le premier choc pétrolier et l'apparition des normes antipollution.

1897 : Le premier moteur conçu par un ingénieur thermicien, Rudolf Diesel, fonctionne en Allemagne. Il résulte de travaux théoriques destinés à améliorer le rendement thermodynamique. Ce moteur, qui a un rendement de 26,2 % (comparé aux 20 % du moteur à essence de l'époque), développe une puissance de 27 kW .

1936 : Mercedes produit en petite série la première voiture à moteur Diesel, la 260D.

1938 : Peugeot réalise une série d'un millier de modèle 402 Diesel.

1973 : La crise pétrolière favorise la généralisation des voitures à moteur Diesel.

1988 : Fiat produit la première voiture de série équipée d'un moteur à injection directe.

1989 : Audi présente la première voiture équipée d'un moteur à injection directe à régulation électronique.

1998 : Premières applications de l'injection directe à rampe commune réalisée par Bosch sur des véhicules de série.

2000 : Plusieurs constructeurs européens produisent une version de leur véhicule de prestige équipé d'un moteur V8 Diesel à injection directe à rampe commune.

1-3 Les types de moteur Diesel:

Dans le monde actuel il existe trois types de moteurs Diesel :

1-3-1) Moteurs à injection indirecte :

Pour qu'un moteur à combustion interne fonctionne avec régularité et ait un bon rendement, le carburant et l'air doivent être correctement mélangés. Les problèmes posés par le mélange air-carburant sont particulièrement compliqués dans un moteur Diesel, car ces composants y sont introduits dans les cylindres à des moments du cycle différents. Il existe deux types d'injection : l'injection directe et l'injection indirecte voir [Guy 02], [Pica 01].

Traditionnellement, c'est la solution de l'injection indirecte qui a été employée, car elle constitue le moyen le plus simple de créer une turbulence qui assure un mélange intime de la dose de carburant avec l'air déjà fortement comprimé dans la chambre de combustion.

Aussi, dans un moteur à injection indirecte, le carburant n'est pas injecté directement dans la chambre de combustion principale, mais il est envoyé dans une petite chambre de turbulence en spirale (appelée aussi chambre de précombustion) où s'amorce en réalité la combustion voir *figure 1-2*.

L'inconvénient de ce système réside dans le fait que la chambre de turbulence est en fin de compte une annexe de la chambre de combustion, avec laquelle elle constitue un ensemble de forme peu propice à l'obtention d'une combustion réellement totale et régulière, la *figure 1-2* démontre deux types de ces moteurs.

Avec préchambre



Avec chambre de turbulence

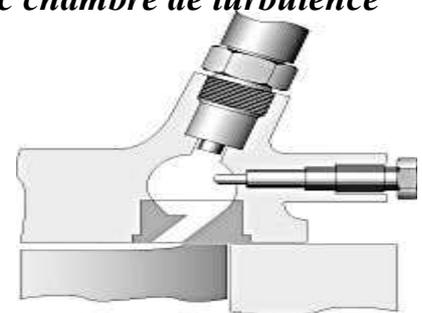


Figure 1-2 Les structures des préchambres de combustion

Dans ces deux cas, la combustion se déroule dans deux volumes séparés : une chambre, représentant 30 à 60% du volume total, qui reçoit l'injection du carburant et où s'amorce la combustion, et une chambre principale dans laquelle elle s'achève.

L'injection du carburant dans ce petit volume relativement chaud permet de réduire le délai d'allumage du combustible. Seule la quantité minimum de combustible nécessaire à l'amorçage de la combustion s'enflamme, le reste se trouve chassé de la préchambre par l'augmentation de pression et la combustion se poursuit dans la chambre principale. Les moteurs à injection indirecte remplissent les conditions requises pour son application à l'automobile, à savoir un relatif silence de fonctionnement et un faible taux d'émissions de NOx. Le second choc pétrolier en 1973 et les normes de dépollution toujours plus sévères ont amené les constructeurs à repenser le moteur Diesel en termes d'économie et de faible pollution.

Ces véhicules sont équipés d'une pompe injection rotative HP (haute pression) semi-automatique (ou un peu d'électronique) qui distribue le carburant successivement à chaque cylindre en ouvrant les injecteurs les uns après les autres par la pression du gasoil qui est d'environ 130 bar.

Inconvénients:

- Le réglage de régime de ralenti.
- La pollution effectuée par cette série de moteur.
- La consommation élevée de gasoil.

1-3-2) Les Moteurs à injection directe :

Le moteur à injection directe s'impose pour son rendement supérieur à ceux des moteurs à injection indirecte.

En effet, le rapport entre la surface et le volume de la chambre de combustion est nettement plus faible pour un moteur à chambre à espace mort unique (injection directe voir *figure 1-3*) que pour un moteur à préchambre (injection

indirecte voir *figure 1-2*) ; de plus, la durée de la combustion est plus courte dans un moteur à injection directe.

Ces deux paramètres diminuent les échanges thermiques entre la chambre de combustion et le système de refroidissement, facteurs de perte de rendement. Les problèmes liés à l'injection directe sont de deux ordres : bruits de combustion et émission d'oxyde d'azote (NOx), voir [Guy 02], [Pica 01].

L'apparition de la régulation électronique dans les systèmes d'injection a permis de stabiliser et d'affiner les réglages de base, tant au niveau du moment d'injection que du débit de combustible. Ces différents systèmes d'injection mécaniques par pompe distributrice, régulés ou non de manière électronique, présentent comme caractéristique commune la variation de la pression d'injection en fonction de la vitesse de rotation du moteur.

Cette variation de pression d'injection rend difficile une maîtrise totale de la combustion.



Figure 1-3 L'injection directe

Les TDI dans le groupe W.W., les "anciens moteurs" 90 et 110 CV des Golf et Passat par exemple, les DTI chez Renault, et les TDDI (ou les transit) chez Ford, les Iveco et les Fiat TDI équipés des moteurs SOFIM sont des moteurs Diesel à injection directe (direct injection en anglais).

Ils sont équipés d'une pompe injection rotative HP semi-Automatique (avec des éléments électroniques et parfois même un calculateur). La pompe à injection distribue le carburant successivement à chaque cylindre en ouvrant les injecteurs les uns après les autres par la pression du gasoil mais l'injecteur injecte directement dans le cylindre. Leur pression d'injection est comprise entre 180 et 250 bar. Ces moteurs ne sont pas (en général) équipés de bougies de préchauffage, il n'est pas nécessaire de préchauffer le moteur pour démarrer. Ils sont par contre souvent équipés d'un Thermostat situé dans la pipe d'échappement pour réchauffer l'entrée d'air (au démarrage).

Avantage:

Consommation plus faible, très fiables, moins de ruptures des joints de culasses sur le Sofim.

Inconvénients:

Ils sont "assez bruyants" on les reconnaît à leur claquement particulier lié à la pression d'injection plus élevée et ils auraient eu du mal à remplir les conditions des lois anti-pollution futures (surtout les modèles sans turbo).

1-3-3) Moteurs à rampe commune et Injecteur Pompe :

Le système d'injection haute pression à rampe commune consiste à alimenter, à l'aide d'une pompe haute pression pilotée électroniquement, une rampe commune (soit *common-rail* en anglais) qui assure la fonction d'accumulateur du carburant. Cette rampe est connectée à des injecteurs qui assurent une pulvérisation très fine directement dans la chambre de combustion grâce à une pression comprise entre 1350 et 1400 bars (contre 900 bars pour une pompe d'injection normale). Cette pulvérisation très fine permet d'améliorer la combustion pour plus du détail voir [Guy 02], [Delv 02].

Contrairement aux systèmes à pompe distributrice, la pression d'injection est indépendante de la vitesse de rotation du moteur et demeure constante pendant la phase d'injection.

Le pilotage de l'injection par un calculateur électronique laisse une grande latitude de programmation Aux motoristes.

La quantité de combustible injecté peut être fractionnée pour réaliser un pré injection, ce qui permet De réduire les bruits de combustion et la formation de NOx.

Cette faible quantité de carburant (1 à 4 mm³) permet de préparer, par une augmentation de la Température et de la pression dans la chambre de combustion, l'inflammation du combustible lors de L'injection principale.

Les véhicules équipés de filtres à particules présentent une phase de nettoyage qui nécessite une Post-injection, rendue possible grâce au pilotage des injecteurs par un calculateur électronique.

Le pilotage par une électronique numérique de tous les paramètres de l'injection permet d'optimiser le Fonctionnement du moteur

La réduction des émissions de rejets polluants est devenue une nécessité pour les constructeurs.

Le calcul de la pollution émise par un véhicule prend en compte la puissance fournie et non un pourcentage des gaz émis, ce qui favorise le moteur qui a le meilleur rendement.

Une des solutions pour atteindre cet objectif passe par une diminution de la consommation et par une maîtrise de la combustion.

Le moteur Diesel à injection directe, alimenté par un système d'injection haute pression à gestion électronique, offre un rendement supérieur à tous les autres moteurs thermiques. Grâce à sa relative simplicité d'adaptation sur les moteurs existants, le système d'injection Diesel haute pression à rampe commune constitue la solution actuelle la plus facilement industrialisable.

L'apparition de l'injection à rampe commune pour les moteurs Diesel a ouvert un nouvel espace de liberté aux motoristes. Les progrès sur le plan du confort, de la Consommation et de la diminution de la pollution en sont les conséquences directes.

Les JTD du groupe Fiat, HDI du groupe PSA, DCI Renault, CDI Mercedes, D4D Toyota sont quant à eux des moteurs dits Commons rail C'est à dire qu'ils sont équipés d'une pompe rotative qui alimente un tube commun (rampe commune) et les injecteurs sont alimentés par ce tube, l'ouverture de chaque injecteur se fait par une électrovanne (source de panne) et un calculateur pour donner l'ordre aux injecteurs de s'ouvrir).

Une technique Fiat qui a été transférée chez Bosch. (Dans le futur, les électrovannes devraient être remplacées par des systèmes piézoélectriques « électropneumatique » voir *figure 1-4*).

Il y a une variante qui apparaît sur les moteurs plus petits (les Diesels Renault, PSA et Ford) développée par ex Lucas et maintenant Delphi qui remplace le tube par une sphère mais le fonctionnement est le même.

Le groupe WW complique avec leur TDI nouvelle formule: les 100 et 130 CV des Golfs et Passât qui eux sont équipés d'un système dit injecteur pompe c'est à dire qu'il n'y a plus de pompe rotative mais par contre la pompe est intégrée dans l'injecteur. Quand il y a panne on change le tout (sur un cylindre).

Comme la rampe commune, l'efficacité du système est basée sur la haute pression. Celle-ci est provoquée mécaniquement sous la poussée d'une came spécifique placée sur l'arbre à cames traditionnel. Cette came actionne à l'aide d'un poussoir un petit piston qui augmente la pression dans l'injecteur afin de rendre plus fine la pulvérisation.



Figure 1-4 Injecteur piezo de Siemens

Leurs avantages :

Avec les deux systèmes ce sont des moteurs très puissants.

- Ils polluent moins surtout dans les phases transitoires d'accélération (tant que le calculateur fera bien son boulot).
- Les clients sont "captifs" on ne peut pas faire réparer n'importe où.

Inconvénients :

L'introduction de l'électronique peut provoquer une infinité des pannes provenant de système de commande électrique.

1-4 Comment ça marche le moteur Diesel :

Le moteur Diesel était considéré, jusqu'à une époque récente, comme un moteur bruyant, polluant et lourd, réservé en principe aux camions, camionnettes et taxis. Mais, avec l'avènement des Diesel légers, rapides et puissants et le raffinement de leurs systèmes d'injection, la situation a changé dans les années 1980. Le Diesel a acquis ses lettres de noblesse. On le présente même parfois comme le moteur du futur. L'avantage principal du moteur Diesel par rapport au moteur à étincelle est son faible coût d'utilisation. Ce résultat est dû en partie au meilleur rendement du Diesel - résultant du fait qu'il fonctionne avec un taux de compression élevé- en partie au prix inférieur du carburant par rapport à celui de l'essence, surtout en Algérie.

1-4-1) Le Principe:

Un moteur Diesel fonctionne différemment d'un moteur à essence. Même si leurs principaux organes sont semblables et s'ils respectent le même cycle à quatre temps, un moteur Diesel et un moteur à explosion présentent des différences sensibles, en particulier dans la façon dont le mélange carburé y est enflammé et dans la manière dont la puissance délivrée y est régulée. Dans un moteur à essence, le mélange carburé est enflammé par une étincelle électrique. Dans un moteur Diesel, l'allumage est obtenu par une auto-inflammation du carburant à la suite de l'échauffement de l'air sous l'effet de la compression. Un rapport volumétrique normal est de l'ordre de 20 à 1 pour un moteur Diesel (alors qu'il est de 9 à 1 pour un moteur à essence). Un tel taux de compression porte la température de l'air dans le cylindre à plus de 450 °C. Cette température étant celle de l'auto-inflammation du gasoil, celui-ci s'enflamme spontanément au contact de l'air, sans qu'il y ait besoin d'une étincelle, et, par conséquent, sans système d'allumage.

Un moteur à essence admet une masse de mélange carburé variable d'un cycle à l'autre en fonction de l'ouverture du papillon des gaz. Un moteur Diesel, au contraire, aspire toujours la même masse d'air (à régime égal) par un conduit de section constante dans lequel seule s'interpose la soupape d'admission (il n'y a ni carburateur, ni papillon). A la fin de la phase d'admission, la soupape d'admission se ferme, puis le piston, soumis à l'inertie de l'ensemble vilebrequin-volant moteur, remonte vers le haut du cylindre en comprimant l'air dans environ 1/20 de son volume initial. C'est à la fin de cette phase de compression qu'une quantité précisément dosée de carburant (gasoil) est injectée dans la chambre de combustion. En raison de la température élevée de l'air comprimé, ce carburant s'enflamme immédiatement et les gaz chauds, en se dilatant, repoussent le piston avec force. Quand le piston remonte dans le cylindre, lors de la phase d'échappement, la soupape d'échappement s'ouvre pour laisser les gaz brûlés et dilatés s'évacuer dans le système d'échappement.

A la fin de la phase d'échappement, le cylindre est prêt à admettre une nouvelle charge d'air frais afin que le cycle complet recommence.

1-4-2) Les temps de la combustion :

Le fonctionnement est fait temps par temps dans chaque cylindre nous avons donc :

1^{er} Temps L'admission:

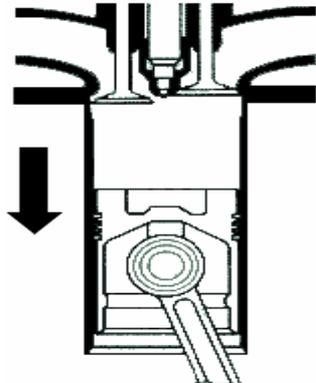


Figure 1-5 L'admission d'air

La soupape d'admission s'ouvre alors que le piston descend du point mort haut au point mort bas. L'air poussé par la pression atmosphérique entre dans la culasse.

2^{ème} Temps La compression:

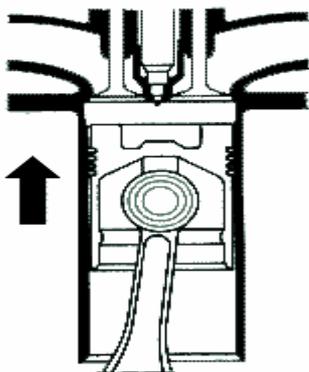


Figure 1-6 La compression d'air

Les deux soupapes sont fermées; le piston monte du point mort bas au point mort haut. Il comprime alors l'air admis dans le cylindre lors du temps précédent. L'air contenu dans le cylindre est porté à une température d'environ, 440°C par le fait qu'on le comprime.

3^{ème} Temps L'explosion ou temps moteur :

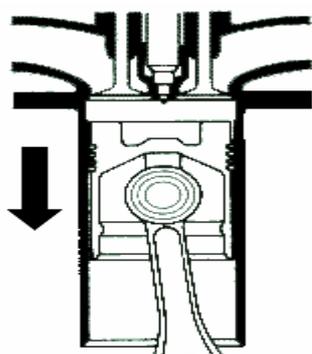


Figure 1-7 L'explosion

Lorsque le piston arrive au point mort haut le gasoil est introduit sous pression dans le cylindre. La haute température de l'air comprimé provoque l'inflammation spontanée du carburant ce qui repousse le piston vers le bas.

4^{ème} Temps L'échappement:



Figure 1-8 L'échappement

La soupape d'échappement s'ouvre alors que le piston remonte du point mort bas vers le point mort haut, les gaz brûlés sont alors chassés par le piston.

1-4-3) Le démarrage d'un moteur Diesel:

Comme les moteurs à essence, les moteurs Diesel sont lancés par un moteur électrique (démarreur) qui amorce le cycle compression-inflammation. A froid, cependant, les Diesel sont difficiles à démarrer. Pour faciliter le départ à froid on élève la température des parois de la chambre de combustion et de l'air admis, les Diesel sont équipés de bougies de préchauffage. Ces organes, qui ressemblent à des bougies d'allumage mais qui sont plus courts et plus épais, sont connectés à l'alimentation électrique du véhicule; ils comprennent une résistance intérieure qui s'échauffe très rapidement dès qu'elle est mise sous tension. Les bougies de préchauffage sont mises en fonction par la clé de contact-démarrage-antivol. Sur les moteurs les plus récents, elles sont mises automatiquement hors circuit dès que le moteur est lancé et accéléré au-dessus de son régime de ralenti. Ce problème de démarrage à froid a au moins deux raisons, d'une part, ils opposent, du fait de leur taux de compression élevé, une forte résistance à l'entraînement, d'autre part, la seule compression de l'air froid ne permet pas d'atteindre une température suffisamment élevée pour que le carburant s'enflamme spontanément.

Le contrôle du régime

Un moteur Diesel n'est pas régulé comme un moteur à essence, car la masse d'air aspirée à chaque cycle y est toujours la même quel que soit l'effort qui lui est demandé. Le régime du moteur est uniquement régulé par la quantité de carburant pulvérisé dans la chambre de combustion une quantité supérieure de gasoil injecté donne une combustion plus vive et produit une force plus importante.

La pédale d'accélération est reliée au dispositif de dosage (le régulateur) du système d'injection et non pas, comme dans un moteur à essence, à un papillon

d'admission d'air. Si l'arrêt d'un Diesel s'obtient maintenant par la manœuvre d'une clé semblable à une clé de " contact ", il s'agit de couper non pas un circuit assurant la production d'étincelles, mais un circuit assurant l'alimentation électrique d'une électrovanne qui contrôle l'arrivée de carburant à la pompe d'injection du système de dosage et de distribution.

1-4-4) Le cycle du Diesel :

C'est le cycle de fonctionnement des moteurs à allumage par compression. Le cycle théorique se compose d'une détente isobare, d'une détente adiabatique et d'une transformation isochore).

Dans les débuts, le cycle de fonctionnement comportait une phase théorique de combustion à pression constante, comme Rudolf Diesel en avait eu l'idée. Pour un fonctionnement à quatre temps du moteur, c'est à dire pour un cycle se déroulant pendant deux tours de vilebrequin et quatre courses du piston, les opérations à réaliser étaient les suivantes :

- Introduction de l'air dans le cylindre (par aspiration naturelle ou mécanique au moyen d'un compresseur).
- compression de la charge d'air et, allumage spontané de ce combustible.
- combustion du mélange à pression presque constante, suivie de la détente proprement dite des gaz brûlés, avec production de travail.
- Expulsion mécanique des produits de la combustion par l'action de poussée du piston pendant sa remontée. Le rendement thermique était caractérisé par les valeurs de deux rapports caractéristiques.

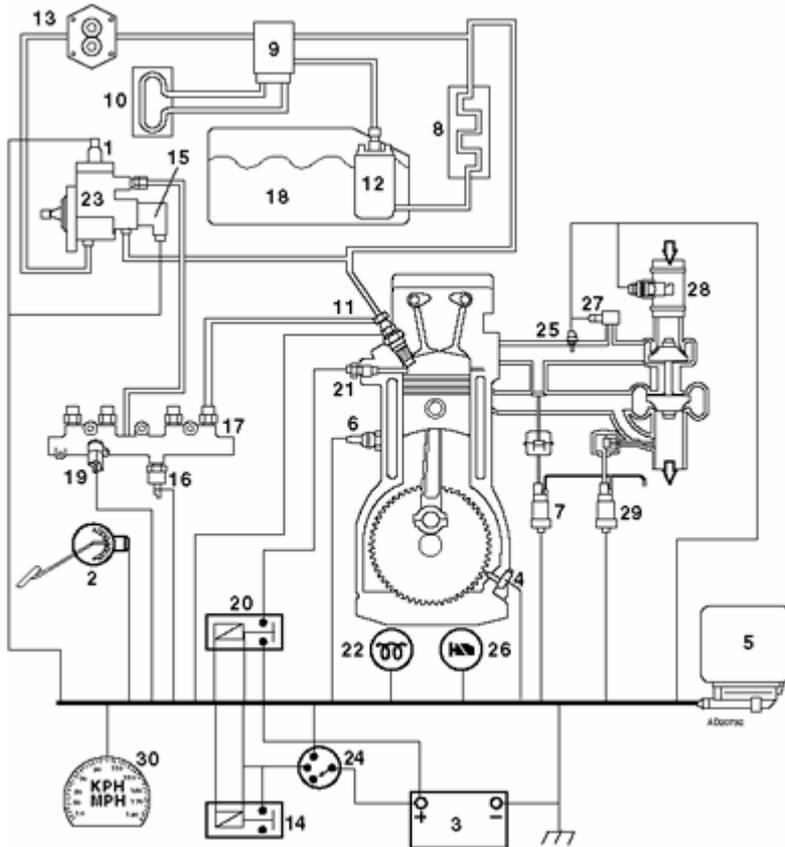
1-5 L'architecture des moteurs Diesel :

Les organes principaux d'un moteur Diesel sont semblables à ceux des moteurs à essence et remplissent les mêmes fonctions. Cependant, le Diesel doit comporter des pièces plus résistantes que leurs homologues équipant les moteurs à essence car, le taux de compression y étant nettement supérieur, les contraintes mécaniques y sont nettement plus importantes.

Les parois d'un Diesel sont en général beaucoup plus épaisses que celles d'un moteur à essence et portent davantage de nervures et de renforts pour mieux résister aux contraintes mécaniques et thermiques. Les pistons, les bielles, le vilebrequin doivent être plus résistants que les mêmes organes montés sur un moteur à essence. La conception de la culasse doit être très différente en raison de la présence des injecteurs de gasoil et de la forme spéciale des chambres de précombustion et de combustion.

Il est à souligner que l'étude présentée dans ce mémoire porte sur le système d'injection Diesel à rampe commune Delphi sur le moteur Renault 1,5 DCI. Ce système équipe le moteur Renault 1,5 DCI (K9K) de la Clio, de la Kangoo, et de la Mégane 2.

Composants du système d'injection



1. Electrovanne de coupure du 3ème piston
2. Capteur de position de la pédale d'accélérateur
3. Batterie
4. Capteur de position du vilebrequin
5. Calculateur de gestion du moteur
6. Sonde de température du liquide de refroidissement
7. Electrovanne EGR
8. Dispositif de refroidissement du carburant
9. Filtre à carburant
10. Dispositif de chauffage du carburant
11. Injecteur
12. Pompe à carburant (électrique)
13. Pompe à carburant (mécanique)
14. Relais de la pompe à carburant
15. Electrovanne de commande de pression de carburant
16. Capteur de pression du carburant
17. Rampe de distribution
18. Réservoir de carburant
19. Sonde de température du carburant
20. Relais de préchauffage
21. Bougie de préchauffage
22. Lampe témoin bougies de préchauffage
23. Pompe à carburant haute pression
24. Contact (démarrage)
25. Sonde de température d'air d'admission
26. Lampe témoin d'affichage des défauts
27. Capteur de pression absolue du collecteur d'admission
28. Débitmètre d'air massique
29. Electrovanne de décharge du turbocompresseur
30. Capteur de vitesse du véhicule

Figure 1-9 Architecture d'un moteur Diesel à rampe commune

1-5-1) Fonctionnement du système;

Le système d'injection à rampe commune de Bosch (voir figure 1-9) bénéficie de la technologie Diesel la plus récente.

La quantité de carburant injectée et le calage d'injection, ainsi que les gaz d'échappement, sont commandés par calculateur électronique.

Le capteur de position de la pédale d'accélérateur [2], ainsi que d'autres sondes et capteurs situés dans le moteur et dans le reste du véhicule, transmettent des informations sous forme de signaux électriques au calculateur de gestion du moteur [5].

La pompe haute pression est alimentée en carburant à basse pression soit par une pompe à carburant électrique [12], soit par une pompe mécanique entraînée par le moteur [13], soit par les deux.

L'alimentation du moteur en carburant sous haute pression est assurée par une pompe haute pression entraînée mécaniquement par le moteur [23]. La pompe comprend trois éléments de pompage entraînés par un arbre excentrique.

Une électrovanne [15] montée à l'arrière de la pompe assure le contrôle de la pression du carburant.

Dans certains cas, on utilise une électrovanne de coupure du troisième piston [1] afin que la pompe ne fonctionne qu'avec deux éléments de pompage, ce qui permet d'économiser l'énergie du moteur pour des charges faibles.

La pompe haute pression envoie le carburant sous haute pression dans la rampe de distribution [17] où il est alors réparti entre les injecteurs [11]. Une sonde de température du carburant [19] et un capteur de pression du carburant [16] permettent le contrôle des conditions à l'intérieur de la rampe de distribution.

Les injecteurs sont des électrovannes de faible résistance qui obéissent à des signaux électriques envoyés par le calculateur de gestion du moteur [5].

1- 5 -2) Les éléments principaux du système :

1-5-2-a) Les injecteurs :

L'injecteur permet la pulvérisation du carburant dans la chambre de pression en dosant avec précision le débit et le point d'avance.

L'injecteur est composé de deux parties (voir *figure 1-10*) :

- la partie inférieure : c'est un injecteur à trous multiples, semblable aux injecteurs classiques Montés sur les moteurs à injection directe ;
- la partie supérieure : c'est un dispositif à commande électrique qui permet la commande de L'aiguille.

1-5-2-a-1) Fonctionnement:

Les injecteurs électroniques sont constamment alimentés en carburant sous haute pression. Un clapet à bille obéissant à une électrovanne sépare la chambre de commande du circuit de retour et assure que le ressort de l'injecteur maintient le pointeau contre son siège.

Au commencement de l'injection, l'électrovanne s'enclenche et le clapet à bille s'ouvre ce qui provoque une baisse de pression dans la chambre de commande. La pression dans la chambre de pression pousse contre le ressort de l'injecteur et soulève le pointeau de son siège. La buse de l'injecteur envoie le carburant finement atomisé dans la chambre de combustion.

Afin de réduire l'intensité du courant nécessaire pour faire fonctionner l'injecteur, le calculateur commute la tension de l'électrovanne très rapidement au cours de l'injection.

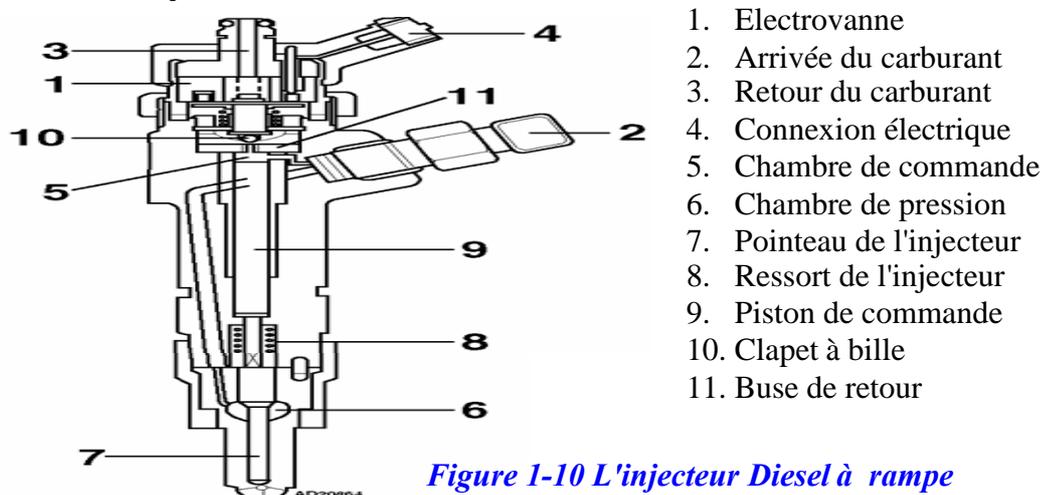


Figure 1-10 L'injecteur Diesel à rampe commun

1-5-2-a-2) Commande de l'injecteur :

Le temps de commande du solénoïde de l'injecteur varie de 200 à 1 200 μ s environ. Ce temps comprend les phases d'appel et de maintien.

1-5-2-a-3) La pré-injection :

Le principe fondamental du moteur Diesel est la combustion par auto-allumage. Cet auto-allumage comporte un délai d'allumage, c'est-à-dire un temps mis par le combustible pour atteindre son point d'auto inflammation. Avec les pompes d'injection distributrices, la quantité injectée pendant ce délai est trop importante, notamment à froid, d'où un bruit caractéristique de « cognement ».

Avec le système à rampe commune, la pré-injection de quelques millimètres cube de combustible, avant le point mort haut, permet de préparer l'amorçage de la combustion avant l'injection du débit principal.

La pré-injection est activée à faible charge et aux phases transitoires jusqu'à un régime moteur déterminé.

1-5-2-a-4) L'injection principale :

Le débit injecté dans le cylindre est variable suivant :

- la pression dans la rampe.
- le temps d'ouverture de l'aiguille d'injecteur.

La pression dans la rampe fait varier notamment la quantité de combustible injectée par degrés de rotation du vilebrequin, le taux d'introduction et la finesse de pulvérisation.

Le temps d'ouverture de l'aiguille fait varier la durée angulaire d'injection. On peut noter que la levée d'aiguille ainsi que le diamètre et le nombre de trous dans la buse font partie de données essentielles pour l'élaboration d'un débit.

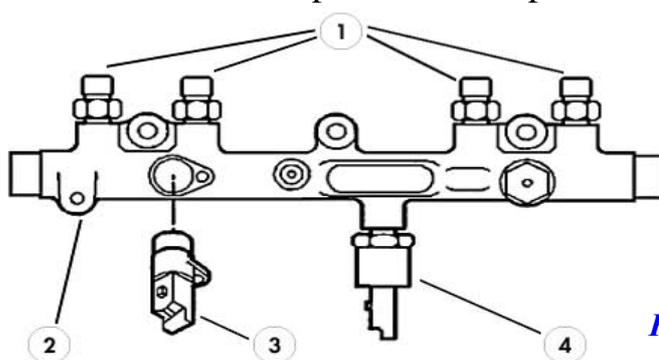
1-5-2-a-5) La post-injection :

La post injection succède à l'injection principale pendant la détente des gaz.

Un produit additif mélangé avec le combustible permet le nettoyage du filtre à particules.

1-5-2-b) La rampe commune haute pression :

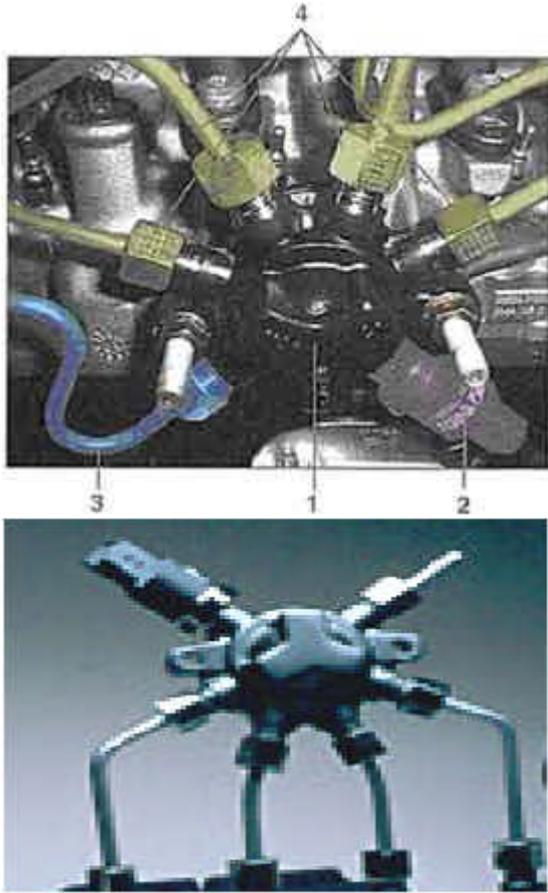
La rampe est en acier forgé et est adaptée à la cylindrée du moteur. Son volume amortit les pulsations De pression.



- 1 : sorties haute pression.
- 2 : rampe.
- 3 : sonde de température de carburant.
- 4 : capteur de pression

Figure 1-11 La rampe commune haute pression

La rampe commune du moteur Renault est de type sphérique :



La rampe commune 1 est de forme sphérique et donc peu encombrante. Elle a été conçue pour les moteurs de petite cylindrée.

Elle possède des orifices disposés en étoile.

Le capteur de pression 2 informe le calculateur de la pression qui règne dans la rampe.

Il n'est pas démontable de la rampe en réparation.

La pression interne au circuit haute pression est variable, elle peut atteindre 1600 bar.

Figure 1-12 La rampe commune de type sphérique

Les sorties haute pression sont en général équipées de limiteur de débit afin de sécuriser l'installation.

Le limiteur de débit intervient en cas de grippage d'injecteurs ou d'interruption de canalisations haute Pression, et leur Composition est :

- 1 : sortie vers l'injecteur.
- 2 : corps de limiteur.
- 3 : ressort.
- 4 : piston.
- 5 : pression de rampe.

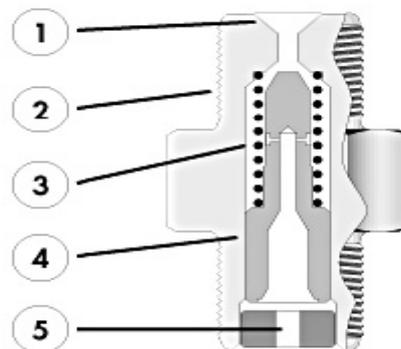


Figure 1-13 Le limiteur de débit

*1-5-2-c) Dispositif de démarrage à froid**1-5-2-c-1) Bougies de préchauffage*

Afin de faciliter le démarrage du moteur à basse température, on utilise des bougies de préchauffage pour augmenter la température dans les chambres de combustion. On peut également utiliser les bougies de préchauffage quand le moteur tourne à froid afin de réduire les émissions gazeuses nocives, l'apparition de fumées d'échappement bleues et le cliquetis (postchauffage).

Le préchauffage et le postchauffage sont parfois commandés par un boîtier électronique des bougies de préchauffage, mais sur les systèmes modernes ce contrôle est en général assuré par le calculateur de gestion moteur.

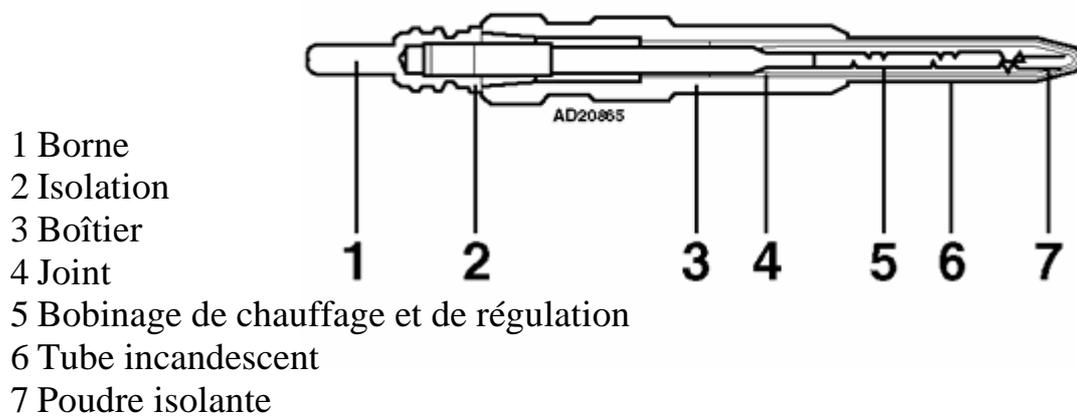


Figure 1-14 Bougie de préchauffage

1-5-2-c-2) Fonctionnement

Une bougie de préchauffage comprend des bobinages de chauffage et de régulation noyés dans une poudre d'oxyde de magnésium. Quand on applique une tension sur la borne le courant passe dans les éléments de chauffage et la température monte rapidement. Le courant circule également dans les bobinages de régulation ce qui provoque également un réchauffement mais plus lent. La résistance augmente au fur et à mesure que la température de l'extrémité de la bougie augmente (jusqu'à environ 1200°C).

Quand le moteur est froid, les bougies de préchauffages peuvent rester actives (postchauffage) même après le démarrage, jusqu'à ce qu'une certaine température soit atteinte ou pendant un temps déterminé, en général 180 secondes.

1-5-2-d) Turbo et Compresseur:

Pour accroître les performances d'un moteur, sans modifier la cylindrée et les côtes "physiques", les constructeurs ont eu l'idée d'ajouter un turbo ou un compresseur (et par-dessus, éventuellement un échangeur air/air appelé intercooler) voir figure 1-15.

1-5-2-d-1) Compresseur :

Il est entraîné par le moteur (courroie) et fournit de l'air comprimé au moteur. Son rendement est plus élevé dès les premiers tours puisqu'il tourne en même temps que le moteur.

Tout d'abord, Il faut faire la différence entre un turbo et un compresseur :

1-5-2-d-2) Turbo :

Il est entraîné par les gaz d'échappement et fournit de l'air comprimé au moteur. Son rendement est plus élevé à haut régime car il y a plus d'échappement. A bas régime en revanche, les gaz d'échappements ne suffisent pas pour l'entraîner suffisamment rapidement.

1-5-2-d-3) Le principe de fonctionnement de turbocompresseur :

Un moteur consomme du carburant et de l'oxygène Pour augmenter la puissance du moteur, il faut augmenter la puissance de l'explosion dans chaque cylindre. Toutefois, pour avoir une explosion il faut du carburant et... du comburant.

Le carburant, c'est l'essence ou le gasoil. Le comburant, c'est l'oxygène contenu dans l'air Pour que l'explosion soit optimale, il faut donc de l'air en quantité suffisante pour que le carburant brûle entièrement. S'il y a trop de carburant, il y aura des rejets polluants et une combustion incomplète (rejet de monoxyde de carbone par exemple), s'il n'y a pas assez de carburant, l'explosion ne sera pas optimale (dilatation des gaz insuffisante).

Un moteur ayant (généralement) 4 cylindres et chaque cylindre ayant un volume fixe, la quantité d'air admise ne peut pas dépasser cette capacité, sauf en le comprimant.

L'air est compressible, il suffit d'avoir plus d'air pour pouvoir ajouter plus de carburant et obtenir une explosion plus forte.

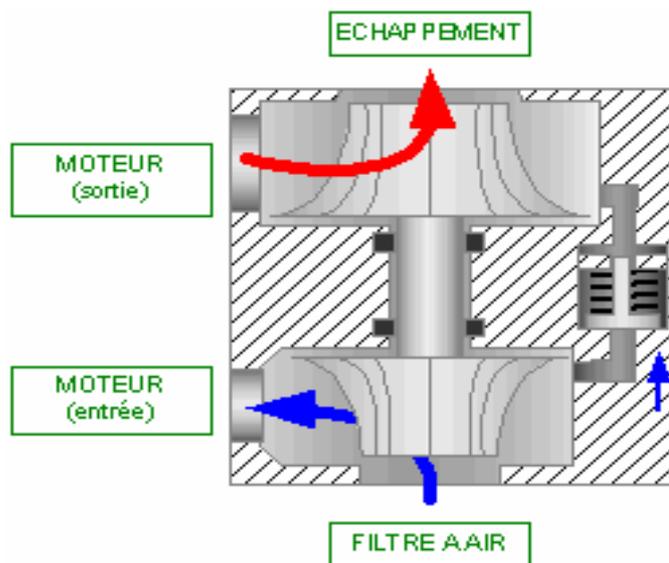


Figure 1-15 turbocompresseur

En revanche, s'il y a trop d'air, le rapport stoechiométrique n'est pas respecté et le moteur peut "cogner" (bruit de cliquetis). C'est pour cela qu'en cas de surpression, une valve peut s'ouvrir du circuit d'air frais vers l'échappement (en fait les 2 turbines ne sont pas tout à fait symétriques, celle de l'échappement étant plus grosse). La valve de surpression (wastegate) permet de conserver au moteur un bon rendement. Elle est contrôlée par un ressort taré à une certaine pression sur les anciens turbos, sinon il s'agit d'une électro-vanne contrôlée par « l' ECU » (electronic control unit) du moteur (il y a alors également un capteur de pression pour que « l'ECU » puisse ouvrir ou fermer la vanne au bon moment).

1-5-2-d-4) Intercooler (ou refroidissement air/air) :

L'inconvénient majeur de comprimer l'air dans un volume clos est que celui-ci s'échauffe. Plus l'air est chaud et plus il se dilate et plus il lui faut de place.

Dans un moteur, l'air comprimé peut atteindre 160°, l'idée de l'intercooler est donc de refroidir l'air après sa compression par le turbo. Ainsi, pour une pression égale, il y aura encore un peu plus d'air dans le cylindre.

1-5-2-f) La pompe Haute pression :

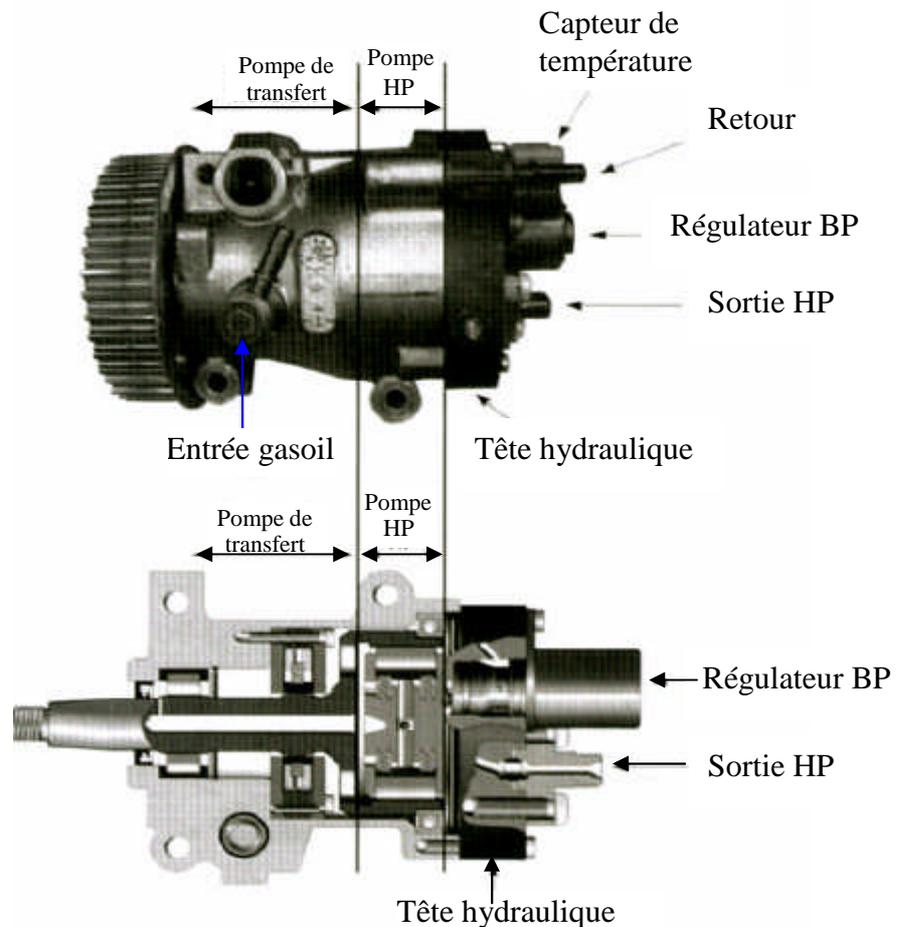


Figure 1-16 Pompe haute pression et pompe de transfert

La pompe haute pression fonctionne en deux phases :

1-5-2-f-1) Phase remplissage :

Pendant la phase de remplissage, la pression de transfert a une valeur suffisante pour écarter les pistons plongeurs. L'espace mort entre les deux pistons permet le remplissage

1-5-2-f-2) Phase refoulement :

Lors de la rotation de l'anneau, les galets rencontrent le profil de came. Les pistons se rapproche et comprime ainsi sous forte pression le carburant. Le clapet de refoulement s'ouvre dès que la pression de pompe est supérieure à la pression de rail.

1-5-2-f-3) Principe de fonctionnement ou démarrage :

La batterie alimente, par l'intermédiaire d'un relais, le calculateur et les différents organes du système.

Un dispositif d'anti démarrage codé autorise la mise en route.

Dès le démarrage, il faut deux tours de vilebrequin pour obtenir une pression de rampe suffisante (250 à 300 bars).

Le calculateur relève simultanément la position du vilebrequin grâce à un système de détrompage sur le volant, ainsi que la position de l'arbre à cames grâce au capteur de phase.

1-5-2-f-4) La pompe de transfert :

La pompe de transfert est une pompe à palettes. Elle aspire le gasoil dans le réservoir à travers le filtre voir *figure 1-16*.

Elle gave alors la pompe haute pression sous une pression de transfert d'environ 6 bar.

La pompe de transfert est entraînée par le même arbre que la pompe HP (Haute Pression) et donc par la courroie de distribution.

Un clapet de régulation permet de maintenir la pression de transfert à une valeur quasi constante (environ 6 bar) sur toute la plage de fonctionnement du moteur en renvoyant une partie du carburant à l'entrée de la pompe.

1-5-2-g) Collecteur d'admission :

Réseau de passages qui transporte l'air ou le mélange carburé vers les orifices d'admission de la culasse, depuis le corps du papillon, une chambre (gaine) et des tubes individuels (canaux). La respiration du moteur est favorisée si le collecteur est conçu pour optimiser les impulsions de pression du circuit d'admission.

1-5-2-h) Échangeur thermique intermédiaire :

Refroidit l'air ou le mélange carburé admis qui a été chauffé dans un compresseur. Ressemble à un radiateur. Comprend de grands passages d'admission où l'air est refroidi par l'air extérieur ou par de l'eau.

1-5-2-i) EGR (exhaust gaz recirculation) ou RGE (Recirculation des gaz d'échappement) :

Recyclage des gaz du carter envoyés dans le collecteur d'admission pour devenir une partie du mélange carburé. Les gaz recyclés absorbent la chaleur pendant le processus de combustion et réduisent la température atteinte. Cette électrovanne peut être assimilée à un clapet qui permet ou non la recirculation d'une partie des gaz d'échappement dans le collecteur d'admission voir *figure 1-17*. La recirculation des gaz d'échappement a pour but de réduire la quantité d'émission polluante d'oxyde d'azote (NOx). Elle est commandée par une tension suivant un rapport cyclique d'ouverture (RCO). La commande s'effectue au travers d'un signal rectangulaire d'amplitude 12,5 volts à la fréquence de 140 Hertz.

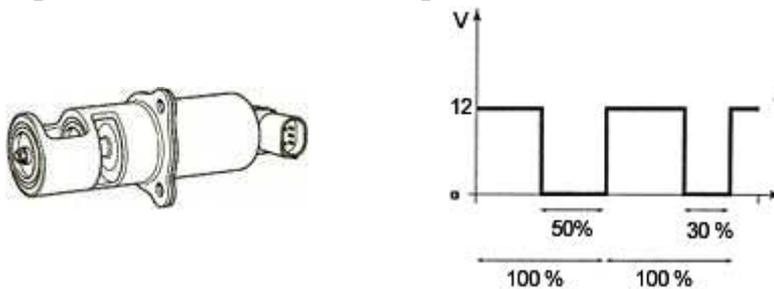


Figure 1-17 L'électrovanne EGR

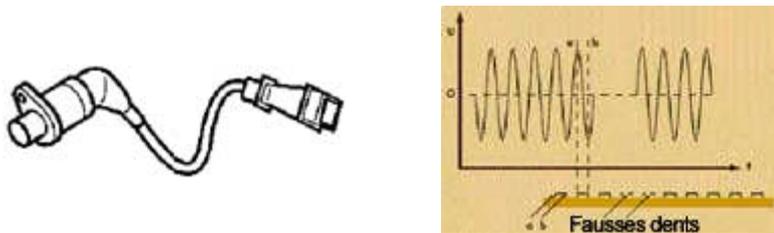
1-5-2-j) Collecteur d'échappement :

Circuit qui collecte les gaz qui s'échappent de divers orifices et les achemine vers les catalyseurs et silencieux. Un collecteur avec passages d'écoulement libre bien conçu peut favoriser l'évacuation des gaz.

1-5-3) Les différents capteurs

1-5-3-a) Le capteur de régime vilebrequin :

Il est de type inductif voir *figure 1-18*. Il est fixé sur le carter d'embrayage, il informe le calculateur de la vitesse de rotation du moteur et de la position du piston du cylindre n°1, grâce à un creux situé sur la cible et correspondant à un écart de deux dents.



Signal relevé du capteur

Figure 1-18 Capteur de vitesse du moteur

1-5-3-b) Le capteur de phase

Ce capteur est du type à effet Hall (signal carré), voir *figure 1-19*. Il est situé dans la culasse, au niveau de l'arbre à cames. Il permet au calculateur de repérer le cylindre de référence pour le démarrage.

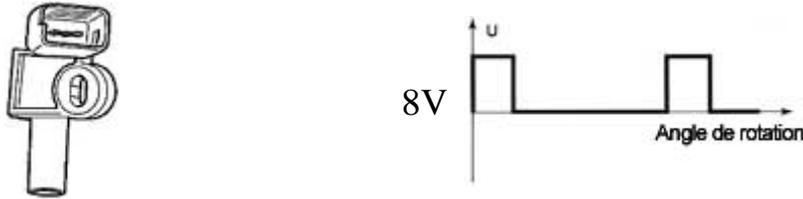


Figure 1-19 Capteur de phase

1-5-3-c) Le transducteur de pédale d'accélérateur

Ce capteur est composé de deux potentiomètres. Il transforme l'action du conducteur sur l'accélérateur en information de charge transmise au calculateur voir *figure 1-20*.

Les deux signaux de tension des pistes voir *figure 1-20*, comparés en permanence, permettent au calculateur de détecter un dysfonctionnement du capteur.

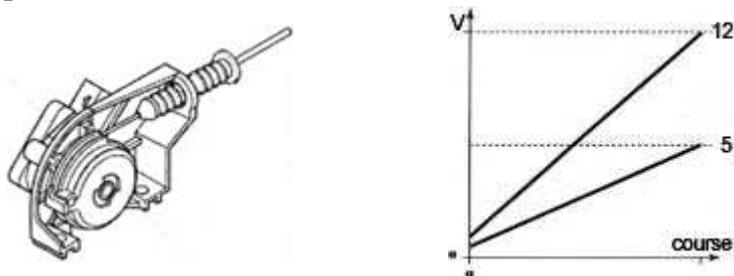


Figure 1-20 Capteur d'accélération

1-5-3-d) Le capteur de température de liquide de refroidissement:

Le capteur de température du moteur est du type CTN (Coefficient de Température Négatif) voir *figure 1-21*. Il est implanté sur le circuit du liquide de refroidissement.

Il informe le calculateur de la température du moteur.

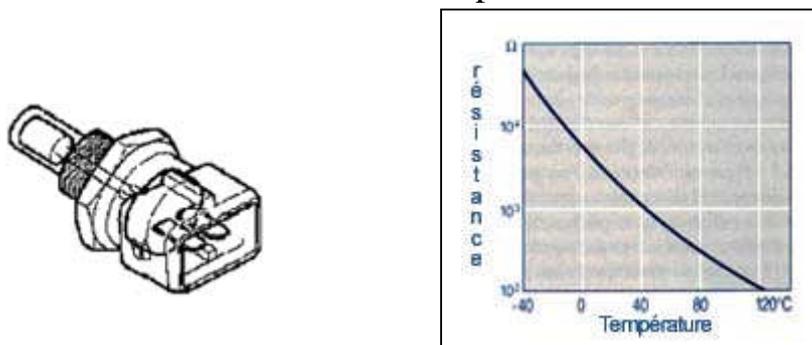


Figure 1-21 Capteur de température de liquide de refroidissement

1-5-3-e) Le capteur de pression de suralimentation

Le capteur de pression d'air du collecteur d'admission est du type piézo-résistif voir *figure 1-22*.

Il sert à mesurer la pression dans le collecteur d'admission. La tension du signal est proportionnelle à la pression dans le collecteur.

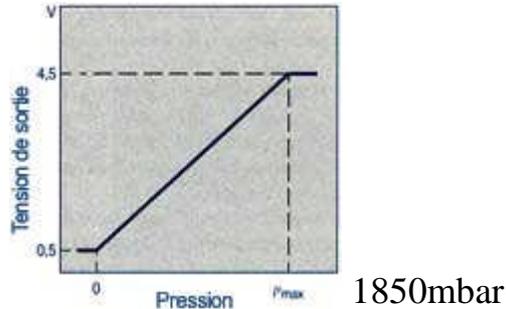


Figure 1-22 Capteur de pression de suralimentation

1-5-3-f) Le capteur de température du carburant :

Il est situé sur la pompe haute pression. C'est une thermistance de type CTN voir *figure 1-23*. Ce capteur permet au calculateur d'apporter des corrections sur le débit de carburant injecté (variation de viscosité du carburant).

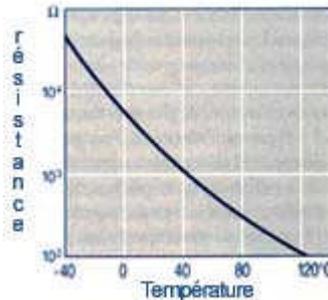


Figure 1-23 Capteur de température du carburant

1-5-3-g) Le capteur de pression de la rampe sphérique :

Ce capteur est du type piézo-résistif. Il est fixé sur la rampe sphérique haute pression voir *figure 1-24*. Le signal fourni par le capteur est proportionnel à la pression de carburant dans la rampe d'injection.

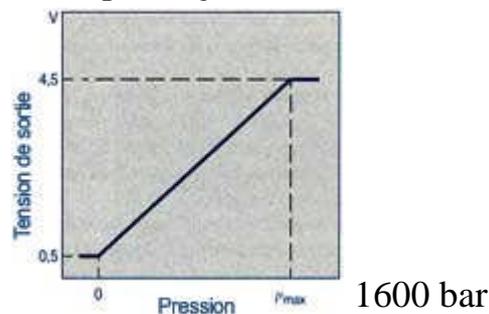


Figure 1-24 Capteur de pression de la rampe sphérique

1-5-3-h) Les capteurs de température d'air d'admission :

Il y a deux capteurs qui mesurent la température de l'air admis dans le moteur. Ils sont appelés sonde de température d'air amont et d'air aval. C'est-à-dire avant et après le turbocompresseur. Ce sont deux thermistances CTN qui informe le boîtier électronique de la température de l'air voir *figure 1-25*. Avec ces deux informations de température combinée à la valeur de pression de suralimentation le calculateur détermine la masse d'air admise.

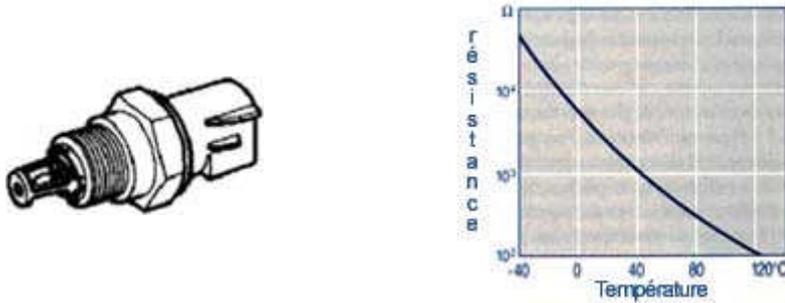
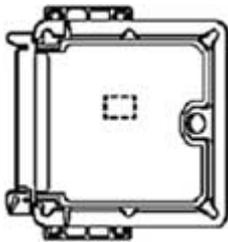


Figure 1-25 Capteur de température d'air d'admission

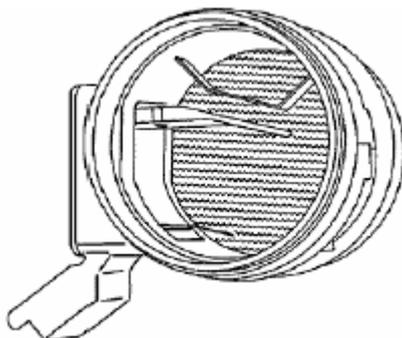
1-5-3-i) Capteur de pression atmosphérique



Le capteur est de type piézo-résistif. Il est composé de jauges de contrainte et il mesure la pression atmosphérique. Il est placé à l'intérieur du calculateur. Son signal est linéaire en fonction de la pression atmosphérique ; identique à celui de la pression de suralimentation par exemple.

Figure 1-26 Capteur de pression atmosphérique

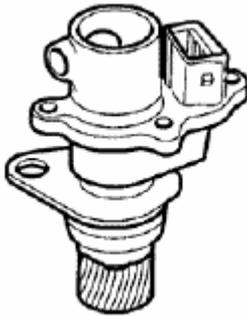
1-5-3-j) Le débitmètre d'air à film chaud et le capteur de température d'air d'admission



Ce capteur est situé entre le filtre à air et la tubulure d'admission. Il permet au calculateur, avec l'information de température d'air, de déterminer la masse d'air introduite dans le moteur. Il participe au « bouclage » du circuit RGE. Le capteur de température d'air incorporé dans le débitmètre est du type CTN.

Figure 1-27 Le débitmètre d'air à film chaud et le capteur de température d'air d'admission

1-5-3-k) Capteur de vitesse du véhicule:



Le capteur est soit du type inductif soit à effet Hall.

Il est situé en sortie boîte de vitesses.

Le capteur permet au calculateur de connaître différentes configurations d'utilisation du véhicule :

- arrêté ou roulant ;
- en décélération ou en accélération ;
- le rapport de boîte de vitesses engagé ;
- etc.

Figure 1-28 Capteur de vitesse de véhicule

5-6 Calculateur de gestion du moteur

Les signaux électriques émis par les capteurs et les sondes du moteur et du reste du véhicule sont reçus et analysés par les circuits électroniques du calculateur.

Le calculateur reçoit des signaux suivants:

- la position du levier d'accélérateur.
- la température du liquide de refroidissement.
- la température du carburant.
- le régime moteur et la position du vilebrequin.
- la pression absolue et la pression régnant dans le collecteur d'admission.
- le capteur de vitesse d'avancement.
- le contacteur de frein et d'embrayage.
- le débit massique et la température d'air.

Le calculateur émet des signaux qui servent à commander tout ou partie des fonctions suivantes :

- Les injecteurs (de type électrique uniquement) - en contrôlant le temps d'ouverture de chaque injecteur.
- Le relais de pompe à carburant.
- L'électrovanne de calage d'injection.
- Le dispositif de réglage de la quantité de carburant.
- L'électrovanne de commande de pression de carburant.
- Le système de commande du ralenti.
- Le système EGR.
- L'électrovanne de décharge du turbocompresseur.
- L'électrovanne d'admission d'air dans le collecteur.

- Le relais des bougies de préchauffage.
- La lampe témoin des bougies de préchauffage.
- L'autodiagnostic des pannes (indiqué par la lampe témoin d'affichage des défauts ou un témoin spécial sur le tableau de bord .
- Un mode de secours qui prend le relais en cas de défaillance d'un ou de plusieurs capteur(s) essentiels en substituant aux données erronées une valeur moyenne programmée en mémoire, ce qui permet de conduire le véhicule jusqu'à un garage pour rectification

L'unité centrale prend également en compte les différentes phases de fonctionnement :

- au démarrage, le débit de surcharge.
- au ralenti, le débit poste à poste contrôlé.
- en marche normale, l'amortissement actif des à-coups et le débit adapté au besoin.

1-7 Les émissions polluantes:

1-7-1 Les émissions du moteur Diesel :

La combustion du gasoil dans un moteur Diesel génère un certain nombre de résidus. Ceux-ci découlent des réactions chimiques complexes de la combustion et dépendent essentiellement :

- du carburant utilisé ;
- de la température de fonctionnement du moteur ;
- de la conception de la chambre de combustion ;
- du système d'injection ;
- des conditions d'utilisation.

La réalisation d'une combustion la plus complète possible contribue à une production minimum de résidus. Une adéquation parfaite entre la quantité maximum de carburant et l'air contenu dans la chambre de combustion, ainsi qu'un brassage optimal, limitent la production de polluants. Une combustion correcte engendre une production d'eau (H₂O) et de dioxyde de carbone (CO₂), produits considérés comme non polluants.

Il se forme aussi dans de faibles proportions une série de composés indésirables:

- monoxyde de carbone (CO) ;
- hydrocarbures imbrûlés (HC) ;
- oxydes d'azote (NO_x) ;
- particules de suie.

La figure 1-29 représente les émissions du moteur Diesel.

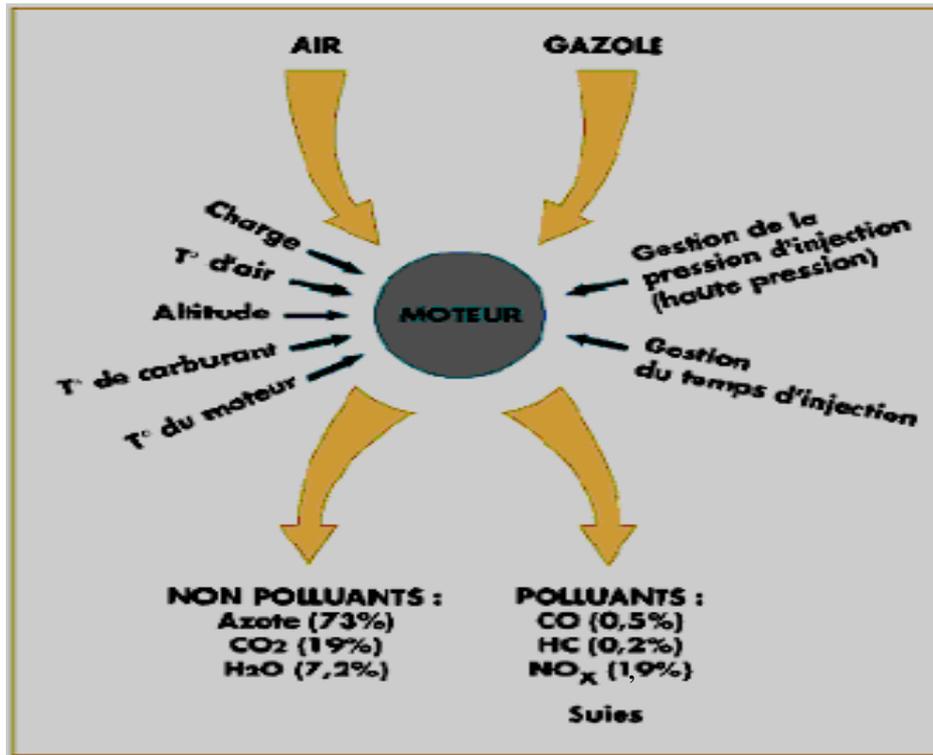


Figure 1-29 Les émissions du moteur Diesel

Les solutions proposées pour réduire la production de polluants passent par :

- un système d'injection performant ;
- la mise en œuvre d'un catalyseur d'oxydation ;
- un système de recyclage des gaz d'échappement ;
- un filtre à particules.

Il convient de préciser que moins de 1% des gaz d'échappement rejetés par le moteur sont nocifs.

1-7-2 L'évolution de la législation sur les émissions polluantes

Depuis 1990, le taux de rejets de gaz d'échappement dans l'atmosphère est limité par la normalisation européenne (normes Euro).

Le tableau suivant représente l'évolution des émissions **polluantes**

Émission maximale (en g/km)	Euro 1 (01/01/93)	Euro 2 (01/01/96)	Euro 3 (01/01/00)	Euro 4 (01/01/06)
CO	3,16	1	0,64	0,5
NOx	-	-	0,5	0,25
HC + NOx	1,13	0,7 (0,9)	0,56	0,3
Particules	0,16	0,08 (0,1)	0,05	0,025

La dernière norme Euro 4 est la norme de moteur Diesel haute pressions à rampe commune qui est la moins **polluante**.

1-8 Comparaison entre le moteur Diesel à injection direct à rampe commune et le moteur à essence :

A titre de comparaison on peut citer les avantages et les inconvénients du moteur Diesel à rampe commune par rapport au moteur à essence

1-8-1) Avantages du moteur Diesel :

- Meilleur rendement : grâce à l'augmentation du rapport volumétrique la combustion est plus complète et la consommation spécifique est réduite (en moyenne de 200 g/kW/h contre 330 g/kW/h pour le moteur à essence).
- Le couple moteur est plus important et il reste sensiblement constant pour les faibles vitesses.
- Le combustible employé coûte moins cher.
- Les risques d'incendie sont moindres car le point d'inflammation du gasoil est plus élevé que celui de l'essence.
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques car ils contiennent moins d'oxyde de carbone.

1-8-2) Inconvénients:

- Les organes mécaniques doivent être surdimensionnés.
- Le bruit de fonctionnement est élevé.
- La température dans les chambres de combustion est élevée ce qui implique un refroidissement plus efficace.
- L'aptitude au démarrage à froid est moins bonne qu'un moteur à allumage Commandé.

1-9 Conclusion :

Ce chapitre reprend une vue sur le principe de fonctionnement de moteur Diesel à injection directe, la structure, les éléments principaux ; les différents capteurs et actionneurs, avec indication des différentes caractéristiques.

Enfin on peut dire que le moteur Diesel à injection directe, alimenté par un système d'injection haute pression à gestion électronique, offre un rendement supérieur à tous les autres moteurs thermiques, avec une diminution de la consommation et une réduction des émissions polluantes.

Chapitre 2

Modélisation du moteur Diesel

2.1 Modélisation du système:

Le grand problème de l'automaticien est de représenter ces systèmes physiques avec une précision suffisante et un modèle de structure simple. Le dilemme réside alors entre la fidélité du modèle vis-a-vis du processus réel et l'adéquation de ce modèle à une forme mathématiquement exploitable.

En automatique, pour décrire le comportement d'un système, On peut appliquer les méthodes de linéarisation du système car les techniques d'analyse des modèles linéaires, dits LTI (linear transversal invariant), sont largement développées dans la littérature. Cependant, l'hypothèse de linéarité n'est vérifiée que dans une plage de fonctionnement restreinte autour d'un point d'équilibre du système. Alors, les performances du modèle se dégradent dès qu'on s'en éloigne, la recherche d'un modèle plus adapté et notamment non linéaire devient nécessaire.

Nous représentons ici la modélisation du moteur Diesel à injection directe à rampe commune, qui repose sur les lois physiques et les relations thermodynamiques issues de la combustion pour plus d'information on peut consulter les bibliographies suivantes : [Fris 96], [Fred 98], [Ande 99], [Erik 99] [Olpf 00], [Ober 01], [Paro 03], [Ritz 03], [Mart 04], [Nils 04], [Vict 04], [Jung 05].

La figure (2-1) montre la représentation du système de circulation d'air dans un moteur Renault équipé de turbo compresseur.

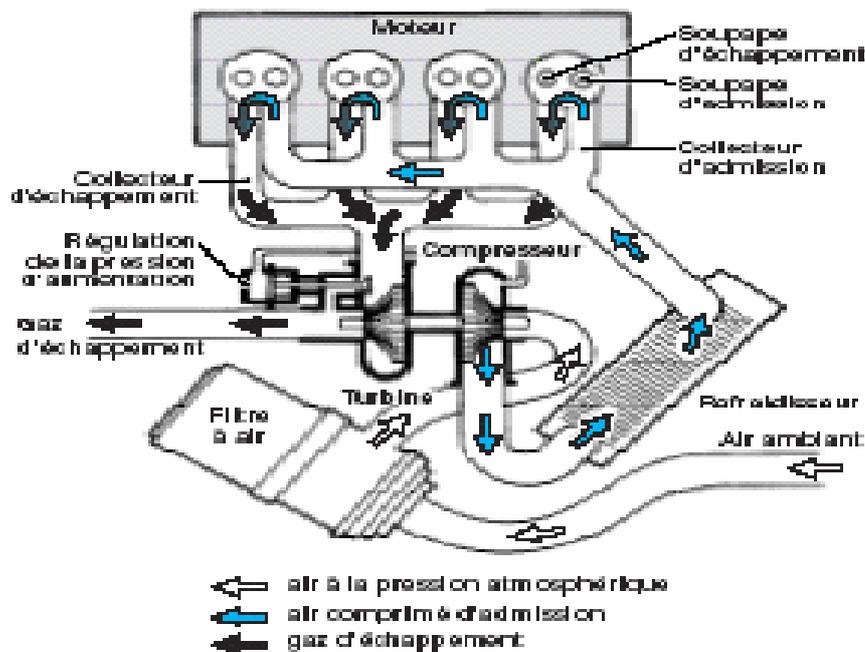


Figure 2-1 Installation d'un turbocompresseur sur un moteur Automobile (schématisé par Renault)

2-2 Modèle de la dynamique de l'air

En ce qui concerne l'admission d'air, les variables dynamiques qui sont généralement considérées sont : la pression dans le collecteur, et éventuellement le taux de récirculation du gaz d'échappement. La *figure 2-2* représente le schéma de principe des différents débits massiques dans le moteur Renault K9K , 4 cylindres en ligne, alimentation à rampe commune, avec suralimentation par turbocompresseur.

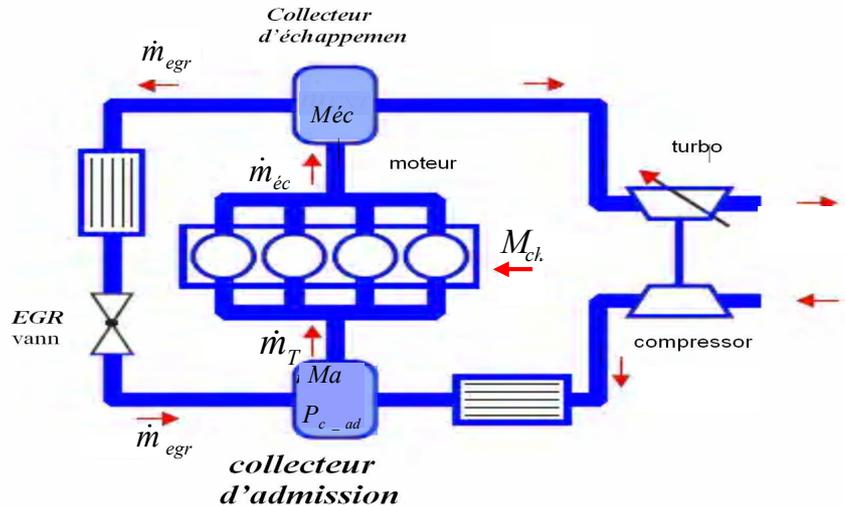


Figure 2-2 Schéma simplifié du moteur Diesel avec l'électrovanne « EGR »

2-3 Modèle du collecteur d'admission :

Les moteurs Diesel sont connus sous le nom de CIE (compression ignition engins), généralement équipés par turbocompresseur pour augmenter la quantité d'air installée dans les cylindres.

La modélisation la plus fréquemment utilisée représente le collecteur d'admission comme un réservoir contenant un mélange gazeux considéré parfait voir [Bida 89], [Bort 98], [Nieu 00] , dans lequel la pression P_{col} varie suivant un équation différentielle non linéaire .

La loi de gaz idéale s'exprime par :
$$p = \frac{m \cdot R \cdot T}{V} \dots(2-1)$$

Cette loi peut être employé pour dériver le changement de pression dans le collecteur d'admission. En différenciant l'équation:

$$p \cdot \dot{V}_{c_ad} = \frac{m \cdot R \cdot T_{c_ad}}{V_{c_ad}} + \frac{m \cdot R \cdot T_{c_ad}}{V_{c_ad}} \dots(2-2)$$

Et parce que la variation de la température est très faible dans le temps on considère que : $T_{c_ad} \dot{=} 0$ Donc :
$$p_{c_ad} \dot{\approx} \frac{m \cdot R \cdot T_{c_ad}}{V_{c_ad}} \dots(2-3)$$

Dans notre système avec l'introduction de la dynamique d'air avec « EGR », on a alors :
$$\frac{dM_a}{dt} = \dot{m}_a + \dot{m}_{egr} - \dot{m}_T \dots(2-4)$$

La désignation des variables présentées sur le tableau 2-1 :

TABLEAU 2-1 Ensemble des variables relatives aux équations du modèle	
VARIABLE	Désignation
cp_a	<i>Chaleurs massiques d'air</i>
cp_g	<i>Chaleurs massiques d'aire du collecteur d'échappement</i>
e	<i>Éfficacité (refroidissement d'air suralimenté)</i>
I_{tot}	<i>l'inertie totale de moteur</i>
J	<i>Moment polaire d'inertie</i>
M_a	<i>Masse de gaz dans le collecteur d'admission</i>
$M_{éc}$	<i>Masse de gaz dans le collecteur d'échappement</i>
M_{ch}	<i>Moment de charge</i>
m_a	<i>Masse de gaz traversant le compresseur</i>
$m_{éc}$	<i>Masse de gaz traversant la turbine</i>
m_{egr}	<i>Masse de gaz traversant « EGR »</i>
\dot{m}_f	<i>Débit d'injection</i>
m_T	<i>Masse d'air dans le cylindre</i>
N	<i>Vitesse du moteur</i>
N_{TC}	<i>Vitesse de la turbine</i>
q_a	<i>Le débit d'air traverse le compresseur</i>
q_g	<i>Le débit d'air traverse la turbine</i>
Q_{HV}	<i>Chaleur spécifique</i>
P_{c_ad}	<i>Pression dans le collecteur d'admission</i>
$P_{c_éc}$	<i>Pression dans le collecteur d'échappement</i>
P_f	<i>Puissance perdue par frottement</i>
P_T	<i>Puissance délivrée par la turbine</i>
P_1	<i>Pression en amont du compresseur</i>
P_2	<i>Pression en avale du compresseur</i>
P_4	<i>Pression en amont de la turbine</i>
P_5	<i>Pression en avale de la turbine</i>
R	<i>Constante de gaz parfait</i>
T_{c_ad}	<i>Température de collecteur d'admission</i>
$T_{c_éc}$	<i>Température de collecteur d'échappement</i>
T_{egr}	<i>Température d'air dans la vanne « EGR »</i>
T_r	<i>Température de liquide de refroidissement</i>
T_1	<i>Température en amont du compresseur (température de l'atmosphère)</i>
T_2	<i>Température en avale du compresseur</i>
T_3	<i>Température en amont du refroidisseur</i>
T_4	<i>Température en amont de la turbine</i>
T_5	<i>Température avale de la turbine</i>
x_{egr}	<i>Taux de récirculation du gaz d'échappement</i>
X_{VGT}	<i>Variation de la géométrie de la turbine</i>
η_c	<i>Rendement isentropique compression</i>
η_{TM}	<i>Rendement mécanique de la turbine</i>
η_T	<i>Rendement isentropique la turbine</i>
η_{vol}	<i>Efficacité volumique</i>
γ	<i>Coefficient de Poisson</i>

La masse de gaz dans le collecteur d'admission est: $M_a = \frac{V_{c_ad} P_{c_ad}}{R \cdot T_{c_ad}} \dots(2-5)$

On déduit : $\dot{P}_{c_ad} = \frac{R T_{c_ad}}{V_{c_ad}} (\dot{m}_a + \dot{m}_{egr} + \dot{m}_T) \dots(2-6)$

L'application de la 1^{ère} loi de la thermodynamique (conservation d'énergie) au collecteur d'admission implique l'équation :

$$\dot{m}_a h_a + \dot{m}_{egr} h_{egr} - \dot{m}_T h_T = \dot{M}_a c_v T_{c_ad} + M_a c_v \dot{T}_{c_ad} \dots(2-7)$$

h est l'enthalpie du gaz donné par : $h_x = T_x R \frac{\gamma}{\gamma - 1}$,

γ est le facteur de poisson $\gamma = c_p / c_v = 1.4$

c_p Chaleur massique d'air a pression constante

c_v Chaleur massique d'air a volume constant $c_v = \frac{R}{(\gamma - 1)}$

On a donc :

$$\frac{M_a R \dot{T}_{c_ad}}{(\gamma - 1)} = \dot{m}_a T_3 R \frac{\gamma}{\gamma - 1} + \dot{m}_{egr} T_{egr} R \frac{\gamma}{\gamma - 1} - \dot{m}_T T_{c_ad} R \frac{\gamma}{\gamma - 1} - (\dot{m}_a + \dot{m}_{egr} - \dot{m}_T) \frac{R}{\gamma - 1} T_{c_ad}$$

$$\mathbf{D'où} : \dot{T}_{c_ad} = \frac{\dot{m}_a (\gamma T_3 - T_{c_ad}) + \dot{m}_{egr} (\gamma T_{egr} - T_{c_ad}) - \dot{m}_T (\gamma - 1) T_{c_ad}}{M_a} \dots(2-8)$$

2-4 Moteur suralimenté par turbocompresseur :

2-4-1 Caractéristiques fonctionnelles :

Dans un moteur suralimenté par turbocompresseur, la masse volumique de l'air d'admission est augmentée du fait de la compression de l'air dans le compresseur et, éventuellement, du fait du refroidissement de l'air comprimé au travers d'un échangeur placé entre compresseur et moteur. La turbine est placée sur le circuit de gaz d'échappement et entraîne mécaniquement le compresseur.

Le débit d'air nécessaire au fonctionnement du moteur dépend de la puissance fournie et des conditions de fonctionnement du moteur au point considéré. Le rapport air/combustible (A/C) peut atteindre une valeur minimale (de l'ordre de 17/1) pour assurer de bonnes conditions de combustion et éviter les fumées et/ou les températures excessives à l'échappement.

2-4-2) Puissance de compression:

La compression de l'air s'accompagne d'une élévation de sa température. Les échanges thermiques entre le compresseur et l'extérieur sont faibles par rapport aux débits d'air traversant le compresseur et on peut considérer que la compression de l'air est une transformation adiabatique. Dans ce cas, la puissance nécessaire à la compression isentropique de l'air de débit q_a est donnée par : $P_{C\ is} = q_a c_p (T_2 - T_1)_{is} \dots(2-9)$

$$\text{Avec : } (T_2 - T_1)_{is} = T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad \dots(2-10)$$

En pratique, la compression de l'air n'étant pas isentropique, l'élévation de température réelle de l'air est plus grande que la valeur isentropique correspondant à la transformation théorique réversible. Le rapport entre la puissance de compression théorique isentropique et la puissance de compression réelle définit le rendement de compression isentropique (η_c) qui permet d'écrire l'expression de la puissance de compression réelle suivante :

$$P_c = \frac{P_{c\ is}}{\eta_c} = q_a c p_a (T_2 - T_1) \dots(2-11)$$

La définition précédente permet d'écrire la formule :

$$\eta_c = \frac{T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{T_2 - T_1} \quad \dots(2-12)$$

La valeur maximale du rendement du compresseur dépend de sa conception et de ses dimensions. Les compresseurs utilisés en automobile ont une roue de grand diamètre, égal à 50 mm environ, et un rendement maximal de 80 %. On peut espérer obtenir un rendement de 84 % avec un compresseur de 100 mm de diamètre sur un moteur industriel, dans notre application on prendra $\eta_c = 61\%$.

Le débit d'air à la sortie de compresseur s'exprime par la relation :

$$q_a = m_a = \frac{\eta_c}{P_c c p_a T_a} \left[\left(\frac{P_c\ ad}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]^{-1} \quad \dots(2-13)$$

2-4-3) Utilisation de l'énergie des gaz d'échappement :

2-4-3-a) Détente des gaz d'échappement et puissance de la turbine

La détente des gaz dans la turbine peut être considérée comme une détente adiabatique car le débit de gaz est relativement important au regard des pertes thermiques.

La puissance délivrée par la turbine est proportionnelle au débit de gaz q_g ainsi qu'à la différence de température due à la détente des gaz. La puissance théorique obtenue lors d'une détente adiabatique réversible est donnée par :

$$P_{T\ is} = q_g c p_g (T_4 - T_5)_{is} \quad \dots(2-14)$$

Avec:

$$(T_4 - T_5)_{is} = T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad \dots(2-15)$$

En pratique, la détente n'est pas isentropique et la différence de température obtenue dans la détente est inférieure à la valeur isentropique théorique. Comme pour le compresseur, on définit un rendement isentropique qui est le rapport entre la puissance récupérée à la turbine et la puissance théorique qui serait obtenue lors d'une détente adiabatique réversible.

La puissance réelle fournie par la turbine est donc donnée par les relations suivantes :

$$P_T = q_s c_{pg} (T_4 - T_5) = q_{pg} c_{pg} \eta_T T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad \dots(2-16)$$

2-4-3-b) Rendement de la turbine

Le rendement isentropique de la turbine, ainsi que défini ci-dessus, est le rapport entre la puissance délivrée par la détente des gaz dans la turbine et la puissance théorique obtenue lors de la détente réversible correspondante. En pratique, les fabricants de turbocompresseurs associent au rendement isentropique de la turbine les pertes d'énergie entre la turbine et le compresseur (pertes thermiques et frottements) et comparent la puissance délivrée par le compresseur à celle de la détente théorique isentropique de la turbine. Le rendement ainsi défini est souvent appelé rendement turbine et mécanique et est exprimé par la relation :

$$\eta_{TM} = \frac{q_s c_{ps} (T_2 - T_1)}{q_g c_{pg} T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad \dots(2-17)$$

L'ordre de grandeur de ces rendements est de 60 à 80 %.

En prenant $\eta_{TM} = 70\%$.

Ou la dynamique de compresseur peut exprime par :

$$\dot{P}_c = \frac{1}{\tau} (-P_c + \eta_m P_t) \quad \dots(2-18)$$

τ , η_m **sont des** constants identifiées, $\tau = 0.11$, $\eta_m = 0.88$.

2-4-3-c) Dérivation des gaz de turbine (wastegate)

Dans le cas de moteurs à grande plage de variation de vitesse, comme c'est le cas de tous les moteurs automobiles, il est impératif de donner un degré de liberté supplémentaire à la turbine pour l'adapter aux variations correspondantes de débit d'air.

La solution la plus communément utilisée consiste à dériver une partie des gaz de turbine. Le clapet de dérivation (wastegate), souvent intégré au corps

de turbine pour des raisons économiques, est, le plus souvent, commandé par un vérin pneumatique.

Le dimensionnement de la turbine est effectué de façon à obtenir la pression d'air souhaitée aux faibles régimes de rotation du moteur, plein couple. Le clapet est alors maintenu fermé. La caractéristique de débit de la turbine choisie contient donc le point de fonctionnement correspondant à ce régime.

2-4-4) Accélération du moteur suralimenté par turbocompresseur :

L'accélération du moteur suralimenté par turbocompresseur est très influencée par la montée en régime du turbocompresseur, le couple moteur dépendant d'une part de la quantité de combustible pouvant être introduite, et la rapidité de l'augmentation de la pression d'admission, et d'autre part des effets négatifs de la contre-pression d'échappement due au turbocompresseur.

Le théorème de l'énergie cinétique nous permet d'écrire l'équation d'équilibre du turbocompresseur :

$$P_t = p_c + p_f + j \times N_{TC} \frac{d N_{TC}}{d t} \quad \dots(2-19)$$

Le moment polaire d'inertie (J) est, pour un turbocompresseur automobile de l'ordre de grandeur de $2 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

Les pertes par frottement (P_f) sont de la forme : $f \times N_{TC}^2$ (f coefficient de frottement), pour un turbocompresseur automobile, de l'ordre de grandeur de 700 W à vitesse de rotation nominale.

2-4-5 Turbine à géométrie variable:

Dans la turbine à géométrie variable, on fait varier la section d'entrée de la turbine de façon à obtenir le rapport de détente souhaité en tout point du fonctionnement, quelles que soient les valeurs de débit et de température des gaz d'échappement. Dans la plupart des cas d'utilisation actuels, la plage de variation de débit est suffisante pour que ce dispositif soit utilisé seul, sans dérivation complémentaire.



Figure 2-3 Turbine à géométrie variable à ailettes pivotantes

Différents dispositifs de turbines à géométrie variable sont utilisés ou en développement. Le système à ailettes pivotantes (figure 2-3) est le plus connu actuellement ; dans les applications automobiles, il possède un rendement maximal de 65% environ et permet une variation de débit de plus ou moins 50 % par rapport au débit de rendement maximal dans des conditions de rendement supérieur à 50 %.

Les équations expérimentales sont employées pour obtenir l'écoulement de la masse circulant dans la turbine, est :

$$\dot{m}_{éc} = A(X_{VGT}) \left(1 - e^{-B(X_{VGT}) \left(\frac{p_c - \dot{m}_{éc}}{p_a} \right)^{C(X_{VGT})}} \right) \quad \dots(2-20)$$

$$A(X_{VGT}) = 0.0566019 + 0.011445X_{VGT} - 0.000626337X_{VGT}^2$$

$$B(X_{VGT}) = 0.890534 + 0.285054X_{VGT} - 0.0107156X_{VGT}^2$$

$$C(X_{VGT}) = 0.721736 - 0.044875X_{VGT} + 0.00444812X_{VGT}^2$$

La pression à la sortie de la turbine est donnée par :

$$P_5 = 10^5 (9 \times 10^{-7} \dot{m}_{éc}^2 + 0.0002 \dot{m}_{éc} + 0.9981) \quad \dots(2-21)$$

2-4-6) Refroidissement de l'air d'admission

Dans la plupart des applications actuelles, l'air d'admission est refroidi à la sortie du compresseur, avant de pénétrer dans le moteur. Les refroidisseurs d'air de suralimentation (RAS) peuvent être air-air ou, pour une plus grande efficacité, air-eau. Dans ce cas, on peut utiliser soit l'eau de refroidissement du moteur, soit l'eau provenant d'un circuit réguler à basse température (40 °C).

L'efficacité d'un RAS est définie comme étant le rapport entre la chute de température du fluide comprimé et la différence entre la température d'entrée de ce fluide à celle du fluide de refroidissement :

$$e = (T_2 - T_3) / (T_2 - T_r) \quad \dots(2-22)$$

Dans le cas des refroidisseurs air-air, l'efficacité dépend de la localisation de l'échangeur et de la vitesse du véhicule. En automobile on peut admettre, en première approximation, qu'à grande vitesse un RAS a une efficacité de l'ordre de 60 %.

2-5) Les débits massiques :

La manière la plus répandue pour calculer les différents débits massiques est d'utiliser les formules de Barré-Stivenant. Le calcul des débits massiques se trouve de façon détaillée dans les travaux de [Heyw 88], [Torr94], [Truq 97].

2-5-1 Débit d'air d'admissions :

Des véhicules de série actuels alors que les débits d'admission dans les cylindres dépendent de variables éventuellement mesurables sur bancs d'essais (pression et température dans chaque cylindre).

L'utilisation de ce dernier dans un but de commande nécessite de connaître ces grandeurs, et donc de les estimer (modèle dynamique, fonction d'autres variables mesurables...).

D'abord, le taux de débit de masse d'air dans le moteur est calculé en utilisant les équations suivantes:

$$\dot{m}_T = \eta_{vol} \frac{N p_{c-ad} V_{c-ad}}{T_{c-ad} R 120} \dots(2-23)$$

ou : $\eta_{vol} = \eta_{vn0} + \eta_{mv1} N + \eta_{vn1} N^2 + \eta_{vp1} p_{c-ad} \dots(2-24)$

$$\begin{pmatrix} \eta_{vn0} \\ \eta_{vn1} \\ \eta_{vn2} \\ \eta_{vp1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -8.2119 \cdot 10^{-2} \\ -3.0125 \cdot 10^{-5} \\ 1.0573 \cdot 10^{-8} \\ 9.9272 \cdot 10^{-3} \end{pmatrix}$$

L'identification de ces paramètres se fait sur un banc d'essai par variation de coefficient d'efficacité volumique η_{vol} en fonction de la vitesse du moteur et la pression du collecteur d'admission.

2-5-2 Débit d'air à travers l'électrovanne « EGR » :

Le circuit « EGR » est modélisé par deux équations expérimentalement ajustées qui estiment la valeur de x et de m :

$$\dot{m}_{egr} = \frac{A P_{c-éc}}{\sqrt{R T_{c-éc}}} \Psi \left(\frac{P_{c-ad}}{P_{c-éc}} \right) \dots(2-25)$$

$$\Psi_K \left(\frac{P_1}{P_0} \right) = \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left\{ \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^\frac{2}{\gamma} - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^\frac{\gamma+1}{\gamma} \right\} \right)^\frac{1}{2} \quad \text{si} \quad \left(\frac{P_1}{P_0} \right) \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^\frac{\gamma}{\gamma-1} \dots(2-26)$$

$$\text{si non} \quad \Psi_\gamma \left(\frac{P_1}{P_0} \right) = \left(\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right)^\frac{1}{2}$$

Il peut être modélisé aussi par :

$$A = A_{egr} \left(1 - \cos^2(\Phi_{egr}) \right) \dots(2-27)$$

A_{egr} : surface à ouverture maximale (m²)

Φ : position du papillon d'air frais (rad)

Une autre formule donné par 2-23 identifie le paramètre A comme suit :

$$A(X_{EGR}, N, \dot{m}_f) = 0.101444 X_{EGR} \left(1 + 0.0002297 N - 1.72507 \left(\frac{\dot{m}_f}{N} \right)^{0.1} \right) \dots(2-28)$$

La température de l'air entré dans l'électrovanne « EGR » est:

$$T_{EGR} = T_{c-ec} - \varepsilon (T_{c-éc} - (85 + 273)) \dots(2-29)$$

$$\varepsilon = 1 - (1.02456 - 1.26022 e^{(-0.0667 \dot{m}_{EGR})} \left(1 - 0.00011579 N - 6.43285 \sqrt{\frac{\dot{m}_f}{N}} \right) \dots(2-30)$$

Où 85° représente la température après l'intercooler «EGR».

2-5-3 Débit d'air d'échappement :

Nous appliquons les bilans énergétiques de la masse et la loi du gaz idéale au collecteur d'échappement, comme nous avons fait pour le collecteur d'admission :

$$\frac{dM_{éc}}{dt} = \dot{m}_T + \dot{m}_f - \dot{m}_{EGR} - \dot{m}_{éc} \quad \dots(2-31)$$

$$\frac{dT_{c_{-}ec}}{dt} = \frac{(\dot{m}_f + \dot{m}_T)(\gamma T_{c_{-}ad} - T_{c_{-}ec}) - \dot{m}_{EGR}(\gamma - 1)T_{c_{-}ec} - \dot{m}_{éc}(\gamma - 1)T_{c_{-}ec}}{M_{c_{-}ec}} \quad \dots(2-32)$$

$$P_{c_{-}ec} = \frac{RT_{c_{-}ec}}{V_{c_{-}ec}} M_{éc} \quad \dots(2-33)$$

$$\dot{P}_{c_{-}ec} = \frac{RT_{c_{-}ec}}{V_{c_{-}ec}} (\dot{m}_T + \dot{m}_f - \dot{m}_{EGR} - \dot{m}) \quad \dots(2-34)$$

2-6) La dynamique du vilebrequin :

La dynamique du vilebrequin est modélisée par la deuxième loi de Newtons pour les masses tournantes. Il peut être énoncé par :

Le moment de couple donner par : $M = I\dot{\omega} \quad \dots(2-35)$

$$I_{tot} \frac{2\pi}{60} \dot{N} = M_g - M_{fr} - M_{ch} \quad \dots(2-36)$$

Ou le couple moteur donné par :

$$M_g = \frac{\eta_{fc} Q_{HV} \dot{m}_f \frac{1}{3600}}{N 2\pi \frac{1}{60}} \quad \dots(2-38)$$

Le couple de frottement du cylindre peut être identifie comme suit :

$$M_{fr} = a_0 + a_1 N + a_2 N^2 + (a_3 + a_4 N) P_{c_{-}ad} \quad \dots(2-39)$$

Les paramètre expérimentale donné par :

$$\begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 7.4081 \cdot 10^1 \\ -6.1214 \cdot 10^{-3} \\ 2.3851 \cdot 10^{-6} \\ -3.5173 \cdot 10^{-1} \\ 6.7426 \cdot 10^{-5} \end{pmatrix}$$

2-7) La dynamique du gasoil :

C'est un modèle d'écoulement du carburant il est donné par :

$$\dot{\dot{m}}_{ff} = \frac{1}{\tau_{ff}} (-\dot{m}_{ff} + X \dot{m}_f) \quad \dots(2-40)$$

$X=0.2$ et $\tau_{ff}=0.1$ sont des constant de temps.

2-8) Le modèle final de simulation du moteur Diesel:

Enfin on peut présenter le modèle complet du moteur Diesel en faisant changement de variable on a le tableaux 2-2 :

TABLEAU 2-2

Les variables de la représentation sont mises sous forme d'espace d'état

VARIABLE	SYMBOL	Désignation
u1	x_{egr}	Taux de récirculation du gaz d'échappement
u2	\dot{m}_f	Débit d'injection
u3	x_{vgt}	Variation de la géométrie de la turbine
u4	M_{ch}	Moment de charge
x1	N	Vitesse du vilebrequin
X2	P_{c_ad}	Pressions du collecteur d'admission
X3	\dot{m}_{ff}	Débit du film d'injection
X4	P_c	Puissance de compresseur
X5	$P_{c_éc}$	Pressions du collecteur d'échappement
X6	T_{c_ad}	Température du collecteur d'admission
X7	$T_{c_éc}$	Température du collecteur d'échappement

D'où on peut représenter le système d'équation de moteur sous la forme :

$$\dot{x}_1 = \left(\frac{60}{2 \times \pi \times I_{tot}} \right) \times \left(\left(\frac{n_{fc} \times Q_{hv}}{2 \times \pi \times 60} \right) \times \frac{((1-X) \times u_2 + x_3)}{x_1} - M_{fr}(x_1, x_2) - u_4 \right)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{R \times x_6}{V_{c_ad} \times 3600} (\dot{m}_a + \dot{m}_{egr} - \dot{m}_T) \quad \dots(2-41)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{1}{\tau_{ff}} (X \times u_2 - x_3)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{1}{\tau} (\eta_m \times P_t - x_4)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{R \times x_6}{V_{c_éc} \times 3600} (u_2 - \dot{m}_{éc} - \dot{m}_{egr} + \dot{m}_T)$$

$$\dot{x}_6 = \frac{(\dot{m}_a \times (\gamma \times T_3 - x_6) + (\dot{m}_{egr} \times (\gamma \times T_{egr} - x_6)) - (\dot{m}_T \times (\gamma - 1) \times x_6)) \times R \times x_6}{V_{c_ad} \times x_2}$$

$$\dot{x}_7 = \frac{(((\dot{m}_{egr} + \dot{m}_{éc}) \times (1 - \gamma)) - ((u_2 + \dot{m}_T) \times (1 - \gamma) \times x_7)) \times R \times x_7}{V_{c_éc} \times x_5}$$

$$\dot{m}_a = \frac{\eta_c}{x_4 c p_a T_a} \left[\left(\frac{x_2}{p_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]^{-1}$$

$$\dot{m}_{éc} = A(u_3) \left(1 - e^{-B(u_3) \times \left(\frac{x_5}{p_a} \right)^{C(u_3)}} \right)$$

$$\dot{m}_{egr} = \frac{A(x_1, u_1, u_2) x_5}{\sqrt{R x_7}} \Psi \left(\frac{x_2}{x_5} \right)$$

$$\dot{m}_T = \eta_{vol}(x_1, x_2) \frac{x_1 x_2}{x_6 R} \frac{V_{c_ad}}{120}$$

2-9 Conclusion :

Dans ce chapitre, on a exposé les différentes parties du moteur Diesel, ainsi que leurs modélisations physiques.

En se basant sur ces résultats, on peut avoir un modèle complet et universel pour une large gamme du moteur Diesel à injection directe haute pression à rampe commune, qui doit est utilisé dans la suite de cette étude.

Chapitre 3

Identification des multi modèles

3-1 Introduction :

Le Modèle obtenu par les méthodes expérimentales basées sur les relations thermodynamiques et les relations mécaniques citées dans le Chapitre précédent est un modèle fortement non linéaire ce qui rend son utilisation pour la surveillance du système très difficile à maître en oeuvre.

Un système non-linéaire ne peut être représenté avec précision par un modèle linéaire que dans une zone restreinte de son espace de fonctionnement. En découpant cet espace en zones où le système peut être décrit par des modèles linéaires, le comportement du système peut être approché par une combinaison de ces modèles linéaires. L'approche multi-modèle se base sur ce principe : le comportement du système non-linéaire est donné par un ensemble de modèles locaux affines, valides dans des zones délimitées et la contribution de chaque modèle local est donnée par sa fonction d'activation (ou poids). Comme les modèles locaux affins peuvent être centrés de manière à obtenir un modèle linéaire, nous parlerons dans la suite de modèles locaux linéaires au lieu de modèles locaux affins. Le problème d'identification revient alors à déterminer les fonctions d'activation et les modèles linéaires locaux.

Parmi les méthodes d'identification les plus utilisées pour les systèmes non linéaire on peut citer :

- Méthode basée sur l'optimisation du critère de stabilité.
- Méthode basée sur l'estimation probabiliste.
- Méthode basée sur l'apprentissage de multi modèles neuronal
- Méthode basée sur l'identification neuro-floue du modèle du type de Takagi- Sugeno.

Dans notre étude nous sommes intéressés par la dernière Méthode.

La motivation la plus importante pour employer une représentation floue pour la modélisation est que le modèle produit soit caractérisée par des règles floues explicites sous forme de langage dont la compréhension est facile pour l'utilisateur. Par conséquent, ces méthodes sont utilisées pour construire les modèles flous à base de données qui devraient non seulement être orientées pour trouver la meilleure approximation des processus, mais également et le plus important, elles devraient extraire la connaissance à partir des données sous forme de règles floues qui peuvent être facilement comprises et interprétées. Par conséquent des algorithmes qui identifient les modèles flous précis et interprétables devront être utilisés, C'est le raisonnement qui à été suivi dans ce chapitre.

Comme il a été déjà exprimé, pour surmonter les limitations d'emploi de la connaissance d'expert, et ce pour définir les règles floues, ces méthodes conduisent à des bases de données permettant d'avoir des modèles flous. Avec de telles méthodes structurées, les paramètres sont dérivés à partir de données se basant seulement sur les données d'apprentissages. Elles peuvent être exécutées séquentiellement: l'étude de structure est utilisée comme moyen d'abord pour trouver une structure appropriée de la base de règle floue, alors l'étude de paramètre est utilisée comme moyen pour identifier les paramètres de chaque règle. Dans quelques systèmes neuro-flous la structure est fixe, et seulement l'identification des paramètres est effectuée. Les algorithmes inspirés par le réseau neurologique en phase d'apprentissage font souvent l'étude de paramètre. En effet, beaucoup de différentes approches existent pour déterminer automatiquement la structure des réseaux neurologiques, mais aucune d'eux n'est approprié pour effectuer l'identification de structure dans les modèles neuro-flous voir **[Jang 92]**.

3-2) L'architecture du réseau neuro-flou l'ANFIS « adaptive neuro-fuzzy inference system » :

Pour la simplicité, nous supposons que le système d'inférence floue a deux entrées x et y et une sortie f . On suppose que la base de règle contient deux règles floues **Si-Alors** du type du Takagi et Sugeno:

Règle 1: Si x est A_1 et y est B_1 , Alors $f_1 = p_1x + q_1y + r_1$ (3-1)

Règle 2: Si x est A_2 et y est B_2 , Alors $f_2 = p_2x + q_2y + r_2$

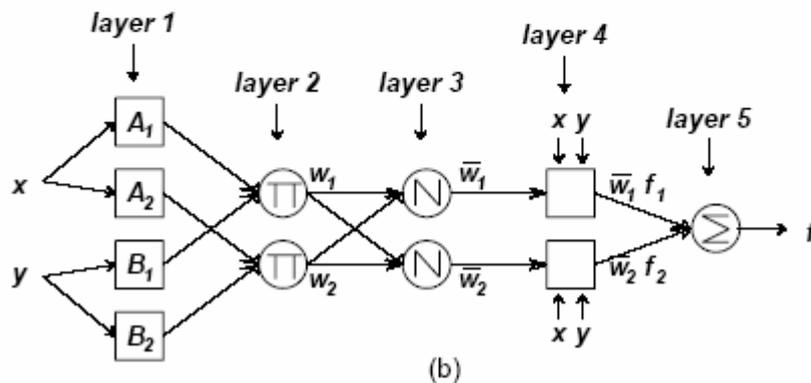
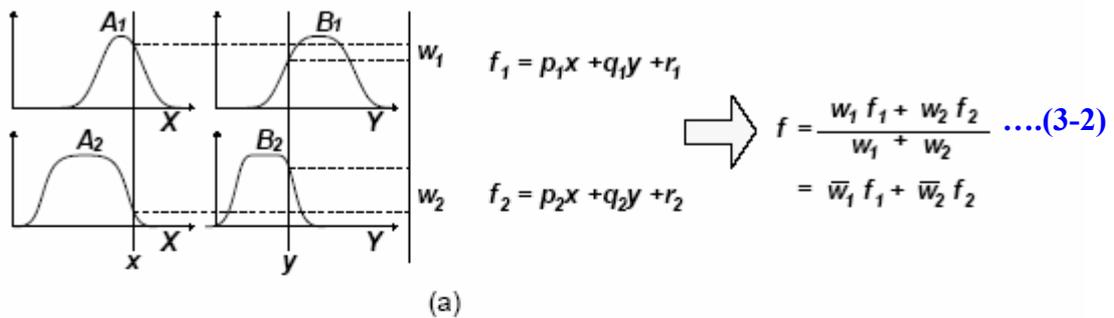


Figure 3-1 (a) Raisonnement floue ;
(b) équivalent « ANFIS »

Alors le raisonnement flou est illustré sur la figure 3-1(a), et l'architecture équivalente (type ANFIS) est montrée sur la figure 3-1(b). Les fonctions de noeud dans la même couche sont de la même famille de fonction décrites ci-dessous :

Couche 1 : chaque noeud i dans cette couche est représenté par un carré ayant une fonction de noeud : $O_i^1 = \mu_{A_i}(x)$ (3-3)

Ici x est l'entrée au noeud i , et A_i est l'étiquette linguistique (*petit, grand, etc...*) lié à cette fonction de noeud. En d'autres termes, O_i^1 la fonction d'appartenance de A_i c'est-elle qui spécifie le degré avec lequel la donnée x satisfait la quantification A_i . Habituellement nous choisissons $A_i(x)$ qui peut être en forme de cloche avec le maximum égal à 1 et le minimum égal à 0.

Telle que la fonction généralisée de cloche :

$$\mu_{A_i}(x) = \frac{1}{1 + \left[\left(\frac{x - c_i}{a_i} \right)^2 \right]^{b_i}} \quad \dots(3-4)$$

Ou la fonction gaussienne : $\mu_{A_i}(x) = \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{(x - c_i)^2}{a_i^2}\right) \quad \dots(3-5)$

Où $\{a_i, b_i, c_i\}$ dans (3-4) ou $\{a_i, c_i\}$ dans le dernier cas (3-5) est l'ensemble de paramètres. Pendant que les valeurs de ces paramètres changent, les fonctions en forme de cloche changent en conséquence, de ce fait exhiber de diverses formes de fonction d'appartenance sur l'étiquette linguistique A_i . En effet quelque soient ces fonctions continue et différentiables par morceau telles que les fonctions utilisées trapézoïdal ou triangulaire lesquelles sont utilisées aussi pour quantifier la fonction d'activation de noeud dans cette couche. Les paramètres dans cette couche sont désignés sous le nom de *paramètres de prémisses*.

Couche 2 chaque noeud dans cette couche est représenté par un cercle marqué par (Π) multipliant les signaux entrants et envoie le produit. Par exemple

$$w_i = \mu_{A_i}(x) \times \mu_{B_i}(y), \quad i = 1, 2. \quad \dots(3-6)$$

Chaque sortie du noeud représente le degré d'appartenance d'une règle.

Couche 3 chaque noeud dans cette couche est un cercle marqué N. Le $i^{i\text{eme}}$ noeud calcule le rapport du $i^{i\text{eme}}$ degré d'appartenance par la somme de chaque degré d'appartenance de toutes les règles :

$$\overline{W}_i = \frac{w_i}{w_1 + w_2} \quad \dots(3-7)$$

Pour une question de commodité, les sorties de cette couche seront *normalisées*.

Couche 4 : chaque noeud i dans cette couche est un noeud carré avec une fonction de noeud : $O_i^4 = \overline{W}_i f_i \quad \dots(3-8)$

Où \overline{W}_i est la sortie de la couche 3, et $\{p_i, q_i, r_i\}$ est l'ensemble de paramètres. Les paramètres dans cette couche désignés sous le nom des paramètres *conséquents*.

Couche 5 : Le seul noeud dans cette couche est un noeud de circulaire marqué par Σ qui calcule la sortie globale comme addition de tous les signaux entrants : $O_i^5 = \sum \overline{W}_i f_i = \text{La sortie globale} \quad \dots(3-9)$

3-3 Utilisation du réseau de neuro-flou pour la linéarisation du modèle :

Dans la pratique nous avons des systèmes discrets où les vecteurs des données (u(k),y(k)) caractérisant la dynamique du système qui est complexe. Il est donc difficile de trouver la décomposition de ces données pour l’obtention des sous ensembles avec des relations linéaires autour d’un point de fonctionnement.

Pour surmonter ce problème on fait appel a des algorithmes d’intelligence artificielle qui peuvent réaliser cette séparation avec des incertitudes négligeables, la représentation par l’approche des réseaux de neurones nous donne de bon résultats.

Pour cela on peut utiliser la méthode (LVQ) « Learning vector quantization ». Apprendre à classifier des vecteurs d'entrée dans la cible où les classes sont choisies par l'utilisateur, mais malheureusement cette méthode nécessite la connaissance approprié de point de fonctionnement du système et elle exige la conception préalable aux systèmes choisi de réseaux spécifiés (combien de couche dans le réseaux , combien de neurone dans chaque couche) pour se faire on fait appel à une méthode hybride qui va répondre à notre besoin et ce par la conception d’un système neuro-flou utilisant une méthode de classification spéciale : **LOLIMOT "local linear model trees "**.

3-4) LOLIMOT "local linear model trees":

Le but du modèle local linéaire (LOLIMOT) est de fournir à l'utilisateur industriel et à l'ingénieur de recherche un outil rapide et facile à utiliser pour l'identification des systèmes non linéaire. Le but est l'élaboration d'un modèle global en réduisant la valeur d'erreur de triage. Afin de réaliser ce but, l'implantation d'algorithme doit converger d'une façon fiable sans aucune influence aléatoire (comme ils peuvent être provoqués par des initialisations aléatoires pour les techniques d'optimisation non linéaire).

Le noyau de (LOLIMOT) est un algorithme par accroissement rapide de construction pour modèles neuro-flous localement linéaires également connus sous le nom du modèle **flou de Takagi Sugeno**.

Par suite des buts mentionnés, les techniques d'optimisation non linéaires abstraites sont évitées. D'autre part une architecture du modèle non linéaire très flexible sera choisie pour permettre l'identification d'une grande variété différente de structures non linéaires des processus dynamiques, et ce en dehors des connaissances antérieures. Une solution qui s'impose à ces demandes est l'architecture locale linéaire du modèle neuro-floue ainsi que l'algorithme de (LOLIMOT) pour l'identification.

Les modèles dynamiques avec p entrées et q sorties sont représentés par la structure NARX (i= 1, ..., q)

$$\hat{y}_i(k) = f_i(u_1(k-1), \dots, u_1(k-nu_1), \dots, u_p(k-1), \dots, u_p(k-nu_p), \dots, y_1(k-1), \dots, y_1(k-ny_1), \dots, y_p(k-1), \dots, y_p(k-ny_p)) \dots(3-10)$$

Où les nu_i et ny_i sont les ordres dynamiques du système.

La structure du modèle qui est représenté dans (3-10) exécute une étape de prédiction en avant pour l'identification des paramètres, le modèle peut être exécuté en parallèle avec le processus (simulation) en retournant les sorties de modèles de prédiction \hat{y}_i au lieu d'employer les mesures produites par le processus.

3-5 Architecture du modèle:

La structure du réseau neuro-floue local linéaire est représentée dans la figure 3-2. Chaque neurone réalise un modèle local linéaire (LLM) et associé à une fonction d'appartenance qui détermine la région construite d'appartenance du « LLM ». La fonction d'appartenance construit une unité de partition, c.-à-d.,

$$\text{ils sont normalisés tels que : } \sum_{i=1}^M \Phi_i(z) = 1 \quad \dots(3-11)$$

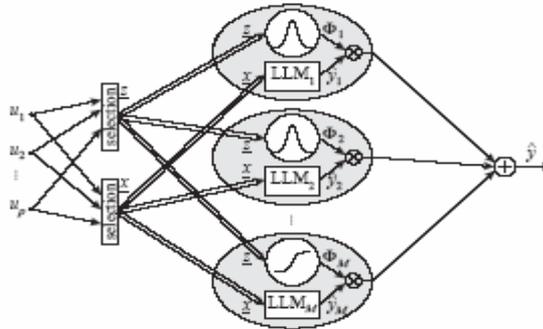


Figure 3-2. Structure du réseau neuro flou du modèle linéaire local avec m neurones pour le n_x LLM d'entrées X et n_z fonctions de appartenance d'entrées z

Pour toute entrée z du modèle, la sortie du modèle neuro floue local linéaire est calculé comme:

$$\hat{Y} = \sum_{i=1}^m (w_{i,0} + w_{i,1}x_1 + w_{i,2}x_2 \dots + w_{i,nx}x_{nx}) \Phi_i(z) \quad \dots(3-12)$$

Où les modèles linéaires locaux dépendent de $\underline{x}=[x_1, x_2, x_3, \dots, x_n]^t$ et les fonctions d'appartenance dépendent de $\underline{z}=[z_1, z_2, z_3, \dots, z_n]^t$.

Ainsi, la sortie du réseau est calculée comme une somme des facteur des pondérations des sorties des modèles linéaires locaux où $\Phi_i(z)$ sont interprétées comme des facteurs de pondérations.

Le réseau est interpolé entre les différents « LLM » avec les fonctions d'appartenance. Les poids $W_{i,j}$ sont des paramètres linéaires du réseau. Les fonctions d'appartenance sont typiquement choisies comme Gaussiennes normalisées. Les fonctions d'appartenance sont :

$$\Phi_i(z) = \frac{\mu_i(z)}{\sum_{j=1}^m \mu_j(z)} \quad \dots(3-13)$$

Avec :

$$\mu_i(z) = \exp\left(-\frac{1}{2}\left(\frac{(z_1 - c_{i,1})^2}{\sigma_{i,1}^2} + \dots + \frac{(z_{nz} - c_{i,nz})^2}{\sigma_{i,nz}^2}\right)\right) \quad \dots(3-14)$$

Les centres et les écarts type sont les paramètres *non linéaires du réseau*. Dans l'interprétation floue du système chaque neurone représente une règle. Les fonctions d'appartenance représentent les lieux de règle et le « LLM » représentent les conséquents des règles.

La fonction d'appartenance Gaussienne unidimensionnel est de la forme :

$$\mu_{i,j}(z_j) = \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{(z_j - c_{i,j})^2}{\sigma_{i,j}^2}\right) \quad \dots(3-15)$$

Peut être combiné par une t-norme (conjonction) réalisée avec l'opérateur de produit pour former la fonction d'appartenance multidimensionnel qui est représentée en (3-14).

L'une des forces principales des modèles neuro-floues local linéaire est que les antécédents et les conséquents ne doivent pas dépendre des variables identiques, c.-à-d. \underline{z} et \underline{x} peuvent être choisis indépendamment.

3.6 Algorithme d'identification :

La construction de l'algorithme (LOLIMOT) combine une stratégie heuristique pour la décomposition de l'espace d'entrée avec une optimisation des moindres carrés linéaire locale voir [Nell 99], [Nell 96] et [Cast 00].

Ce dernier est utilisé pour l'estimation du poids linéaires $W_{i,j}$ en (3-12). L'espace d'entrée est projeté sur un rectangle qui a comme centres les fonctions d'appartenance gaussien $\mu_i(z)$.

L'écart type des ces Gaussiens sont choisis proportionnellement aux prolongements hyper rectangulaire pour expliquer la granularité variable. Ainsi, les paramètres non linéaires $c_{i,j}$ et $\sigma_{i,j}$ sont déterminés par une approche heuristique pour éviter explicitement l'optimisation non linéaire.

3-6-1 L'estimation des paramètres:

L'idée derrière l'approche d'estimation locale est de considérer l'optimisation des paramètres du modèle ARX en tant que différents problèmes. Les paramètres pour chacun des modèles linéaires locaux sont estimés séparément, en négligeant les interactions entre les modèles locaux.

Ceci réduit la variance d'erreur et augmente le biais d'erreur systématique du modèle et peut être vu ainsi comme technique de régulation qui rend l'estimation robuste avec un bruit centré, pour plus de détails voir [Nell 99].

La motivation pour cette approche provient du $\sigma_{i,j} \rightarrow 0$ dans lequel aucune interaction entre les lieux des différents modèles locaux.

Au lieu d'estimer tout $n = m \times (n_x + 1)$ paramètres simultanément comme dans l'approche global, les estimations locales séparées de m sont portés pour les $n_x + 1$ paramètres de chacun des modèles local linéaire.

Le vecteur paramètre pour chacun de ces $i = 1, \dots, M$ estimations est:

$$\underline{w}_i = [w_{i,0} \ w_{i,1} \ \dots \ w_{i,n_x}]^t \quad \dots(3-16)$$

Les matrices correspondantes de régression sont:

$$\underline{X}_i = \begin{bmatrix} 1 & x_1(1) & x_2(1) & \dots & x_{nx}(1) \\ 1 & x_1(2) & x_2(2) & \dots & x_{nx}(2) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ 1 & x_1(N) & x_2(N) & \dots & x_{nx}(N) \end{bmatrix} \quad \dots(3-17)$$

Où N dénote le nombre d'échantillons de données.

Notez que les matrices de régression de tous les modèles locaux linéaires $i = 1 \dots M$ sont identiques puisque les éléments de \underline{X}_i ne dépendent pas des modèles locaux.

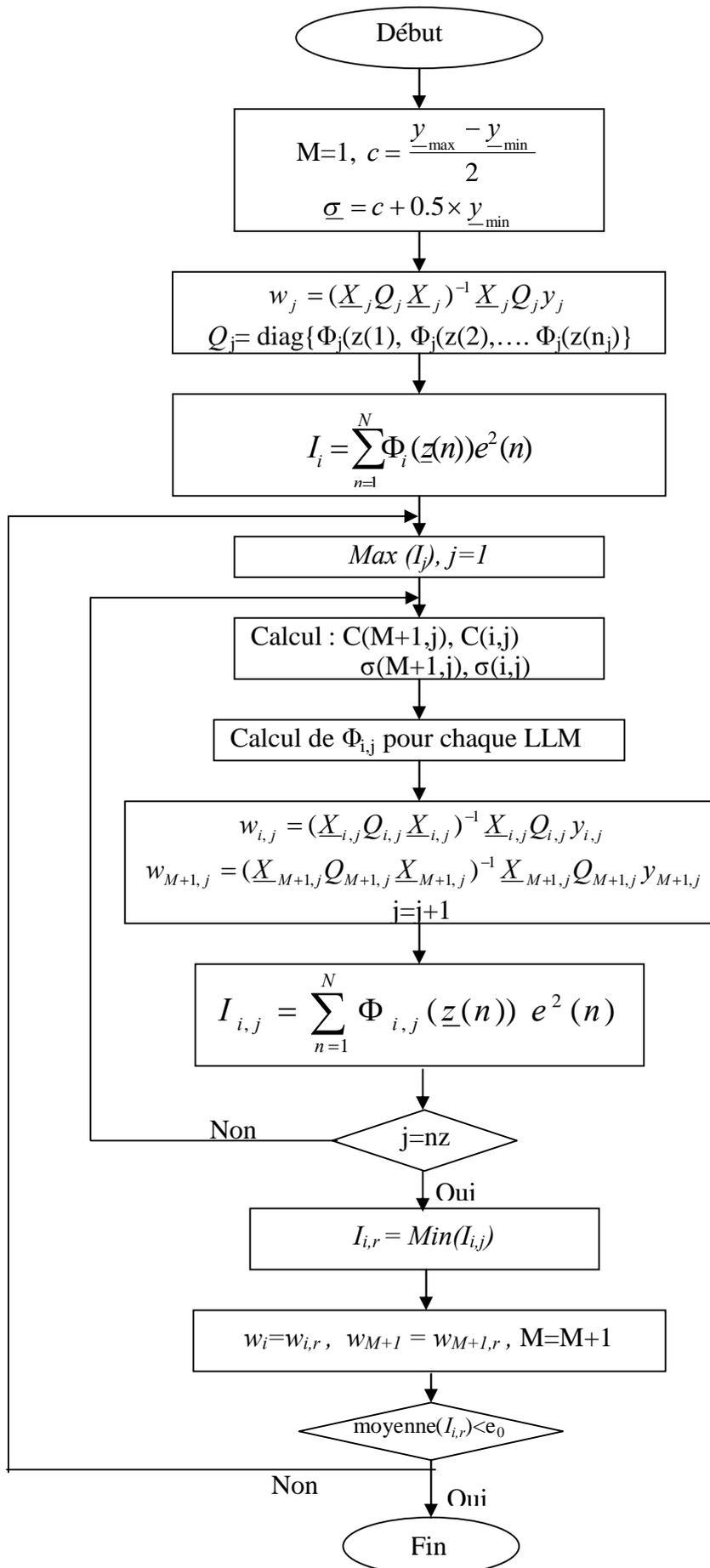
La sortie du modèle local linéaire est :

$$\hat{y}_i = [\hat{y}_i(1) \hat{y}_i(2) \dots \hat{y}_i(N)]' \quad \dots(3-18)$$

$\hat{y}_i = \underline{X}_i w_i$ La sortie du système linéaire (3-12) est prise en compte seulement lorsque la fonction $\Phi(\cdot)$ est proche de 1. Ceci est le cas près du centre de $\Phi(\cdot)$, les données dans cette région sont fortement appropriées pour l'estimation de W_i , quand la fonction d'appartenance diminue les données deviennent moins appropriées pour l'estimation de W_i et plus approprié pour l'estimation du modèle voisin. En conséquence, il est préférable d'appliquer une optimisation des moindres carrés pondéré où les pondérations sont donnés par la valeur de

$$\text{fonction d'appartenance, c.-à-d. } I_i = \sum_{j=1}^N \Phi_i(\underline{z}(j)) e^2(j) \rightarrow \min w_i \quad \dots(3-19)$$

Où $e(j) = y(j) - \hat{y}(j)$ représente le modèle d'erreurs pour les échantillons de données. Pour le cas extrême $\sigma_{i,j} \rightarrow 0$, $\Phi_i(\underline{z}(j))$ est égale à 0 ou à 1, qui sont seulement un sous-ensemble des données est employé pour l'estimation de W_i , Pour $\sigma_{i,j} > 0$ toutes les données d'échantillons sont exploitées pour l'estimation mais ceux dont la valeur d'appartenance est proche de 0 sont pratiquement ignorées.



Organigramme de « LOLIMOT »

3-6-2 Algorithme de décomposition par accroissement

L'algorithme de « LOLIMOT » dont l'organigramme est présenté dans la page précédente se compose d'une boucle externe dont la structure de l'antécédent de règle est déterminée par une boucle intérieure imbriquée et dont les paramètres de règle conséquente sont optimisés par une estimation locale.

1. *Commencer par un premier modèle:* Construire la fonction d'appartenance pour l'espace d'entrée des données divisées et estimer les paramètres de « LLM » par l'algorithme des moindres carrés.

Plaçons M nombre initial des « LLM ». Si aucune division de l'espace d'entrée n'est disponible à priori alors $M = 1$ et commençons avec un « LLM » simple qui est en fait une modélisation linéaire global puisque sa fonction d'appartenance couvre l'espace entier d'entrée $\Phi_i(z) = 1$.

2. *Ensuit Trouver le plus mauvais LLM:* Calculez une fonction locale d'erreur pour chacun de $i = 1 \dots M$ «LLM ».

Les fonctions locales d'erreur peuvent être calculées par les poids de carrés du module d'erreurs avec le degré d'appartenance de la correspondance du modèle locale selon (3-19). Trouvez la plus mauvaise exécution du « LLM », ce dernier est $\max_i(I_i)$, et dénote l comme index de ce plus mauvais «LLM ».

3. *Vérifier toutes les divisions:* Le « LLM » l est considéré pour subir d'avantage d'amélioration. L'hyper rectangle de ce « LLM » est coupé en deux moitiés avec un axe orthogonal.

Les divisions dans chaque dimension sont essayées. Pour chaque division $dim = l \dots nz$, Les étapes suivantes sont portées:

(a) Construction de la fonction d'appartenance multidimensionnelle pour les deux hyper rectangles.

(b) Construction de toutes les fonctions d'appartenance.

Cette étape est nécessaire parce que toutes les fonctions d'appartenance ont été changées légèrement par la division et par suite du dénominateur commun de normalisation en (3-13).

(c) Estimation locale des paramètres conséquents de règle pour tous les deux nouveaux produits «LLM».

(d) Calcul de la fonction d'erreur pour le modèle global courant.

4. *Trouver la meilleure division:* La meilleure des solutions de nz alternativement choisie dans l'étape 3.

La fonction d'appartenance construite dans l'étape 3a et les « LLM » optimisés dans l'étape 3c sont adoptés pour le modèle. Le nombre du « LLM » est incrémenté $M \rightarrow M+1$.

5. *Test de convergence:* Si le critère d'arrêt est satisfait alors on s'arrête, autrement on passe à l'étape 2.

Notons que le nombre *efficace* de paramètres doit être inséré dans ces critères d'arrêt.

Dans l'étape 2 la somme locale de la fonction d'erreur carrée de (3-19) et leurs moyennes ne sont pas utilisées pour la comparaison entre le « LLM ».

En conséquence, l'algorithme « LOLIMOT » divise « LLM » qui contient plus d'échantillons. Ainsi, la qualité du modèle local dépend des données d'apprentissage distribuée. Cette conséquence est souhaitée parce que plus de données permet d'avoir une estimation meilleure.

La *figure 3-3* illustre l'opération de l'Algorithme « LOLIMOT » dans les quatre premières itérations pour un espace bidimensionnel d'entrée et clarifie la raison du terme " arbre " dans l'architecture de « LOLIMOT ». Particulièrement deux dispositifs permettent de rendre « LOLIMOT » extrêmement rapide. D'abord, à chaque itération une partie des « LLM » est concernée par la division. L'étape 2 choisit seulement le plus mauvais « LLM » dont la division.

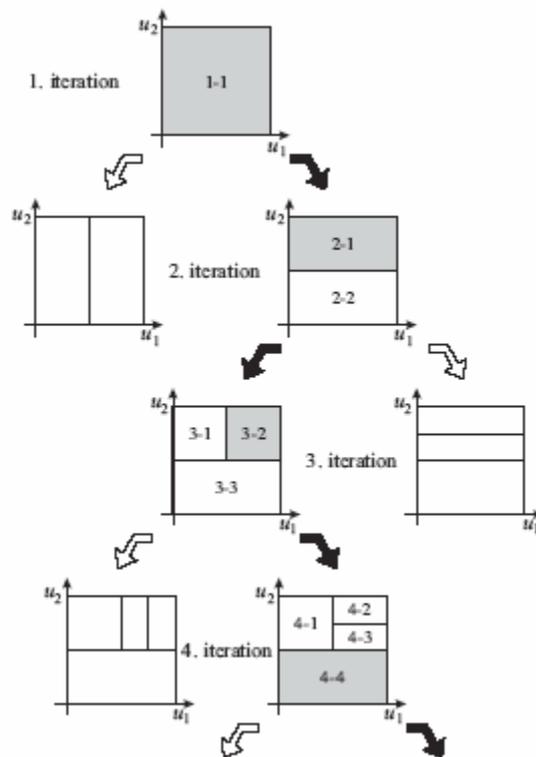


Figure 3-3. Opération de la structure d'algorithme « LOLIMOT » de recherche dans les quatre premières itérations pour un espace bidimensionnel d'entrée ($p = 2$).

Par exemple, dans l'itération 3 représentée sur la *figure 3-3* on a seulement LLM 3-2 qui est considéré pour l'amélioration, tous les autres LLMs sont maintenus fixes. En second lieu, dans l'étape 3c l'approche locale d'estimation permet d'estimer seulement les paramètres de ces deux LLMs nouvellement produits par la division. Par exemple, dans l'itération 3 de la *figure 3-3* le LLM 3-2 est divisé en LLM 4-2 et 4-3, le LLMs 3-1 et 3-3 peuvent être directement passé vers le LLMs 4-1 et 4-3 dans la prochaine itération sans estimation.

3-7 Les résultats d'application :

La modélisation que nous effectuons est de type boîte grise elle est faite à partir de la génération d'une base de donnée par l'excitation du système par des signaux SBPA (signaux binaire pseudo aléatoire).

Tenant compte de la variation de signale SBPA en amplitude est en fréquence la réponse du système varie autour de différents points de fonctionnement.

La procédure est répétée pour l'obtention de plusieurs bases de donnée pour l'identification et la validation de multimodèle du système (2-41).

Les signaux d'entrée utilisés dans la phase d'apprentissage du système d'inférence « LOLIMOT » sont de type binaire pseudo aléatoire (S.B.P.A.), variant dans toutes les plages de fonctionnement du moteur, voir *figure 3-4*.

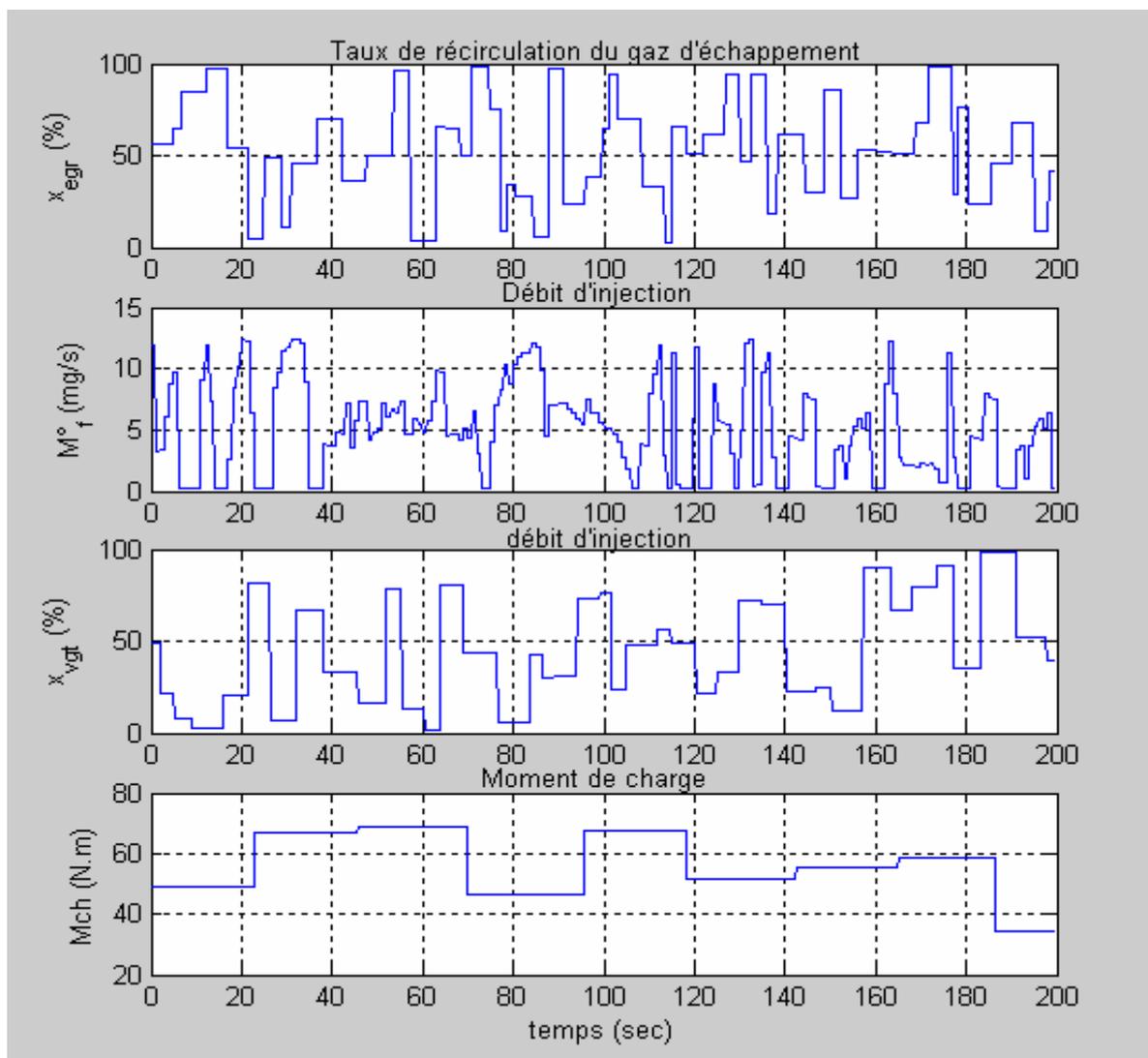


Figure 3-4 Les entrées de système

On utilise la Méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 pour la résolution du système d'équations non linéaire de notre système, La solution nous donne la représentation des signaux correspondant aux variables d'état du système représentés par la figure 3-5.

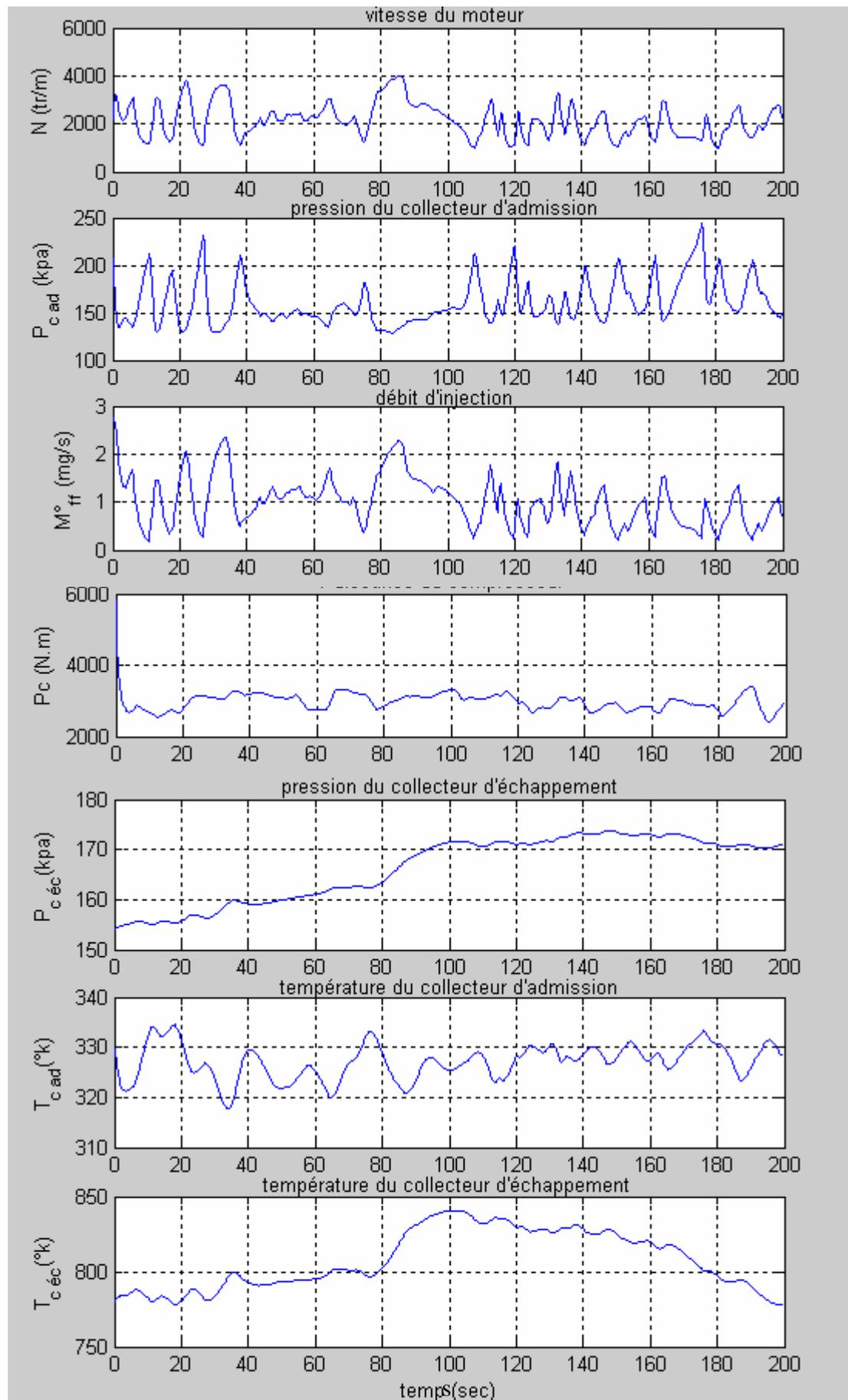


Figure 3-5 Les états de système

La variation des signaux d'entrée de type SBPA permet la simulation du modèle de moteur sur les différents régimes de fonctionnement. La figure 3-6 représente la décomposition d'espace d'entrée en trois sous espaces pour construire la partie incidente des règles floues.

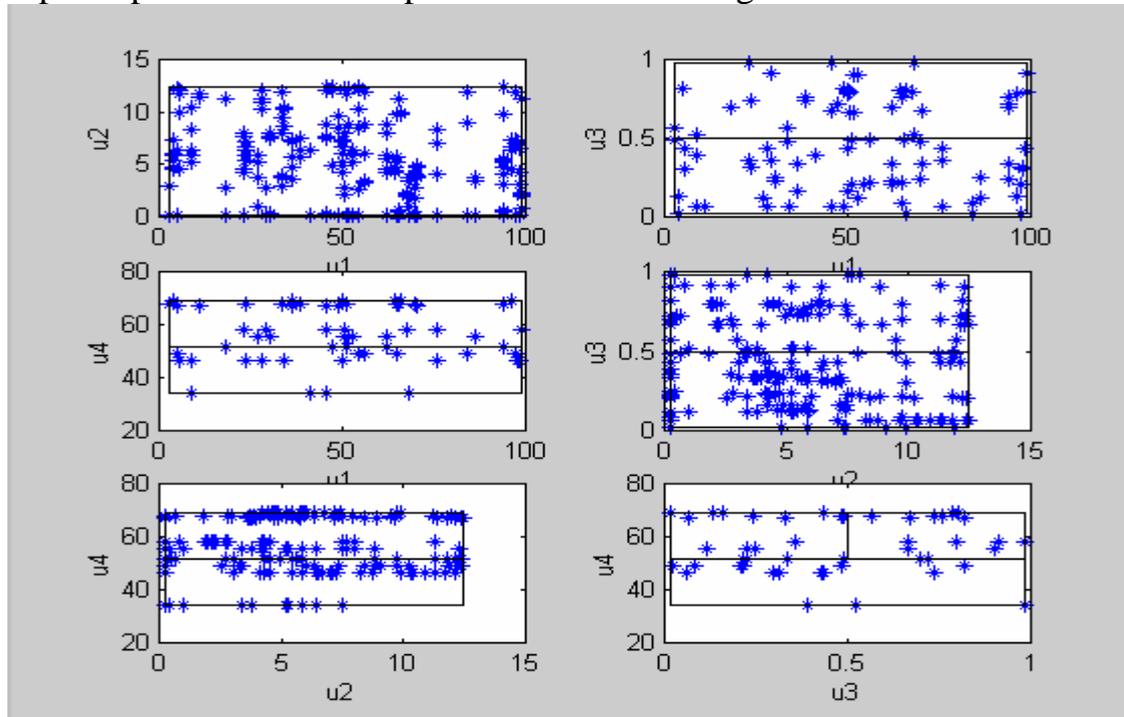


Figure 3-6 Décomposition d'espace d'entrée par LOLIMOT

Ainsi les sorties estimées du système présentées dans les figures 3-7-a, 3-7-b.

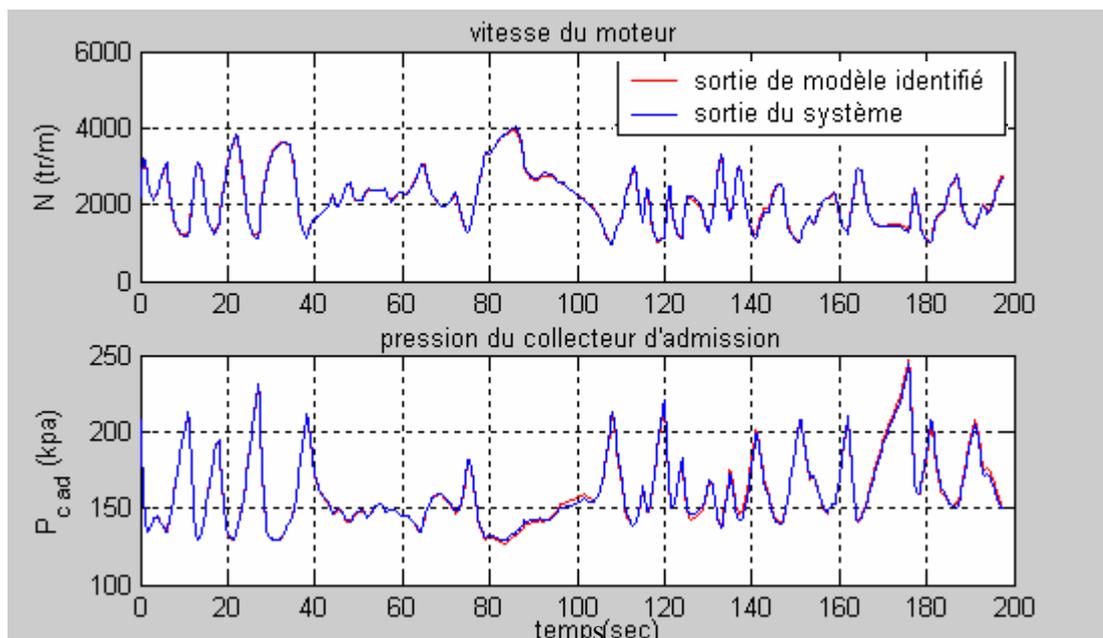


Figure 3-7-a Les sorties du système avec l'estimation par le modèle identifié par LOLIMOT

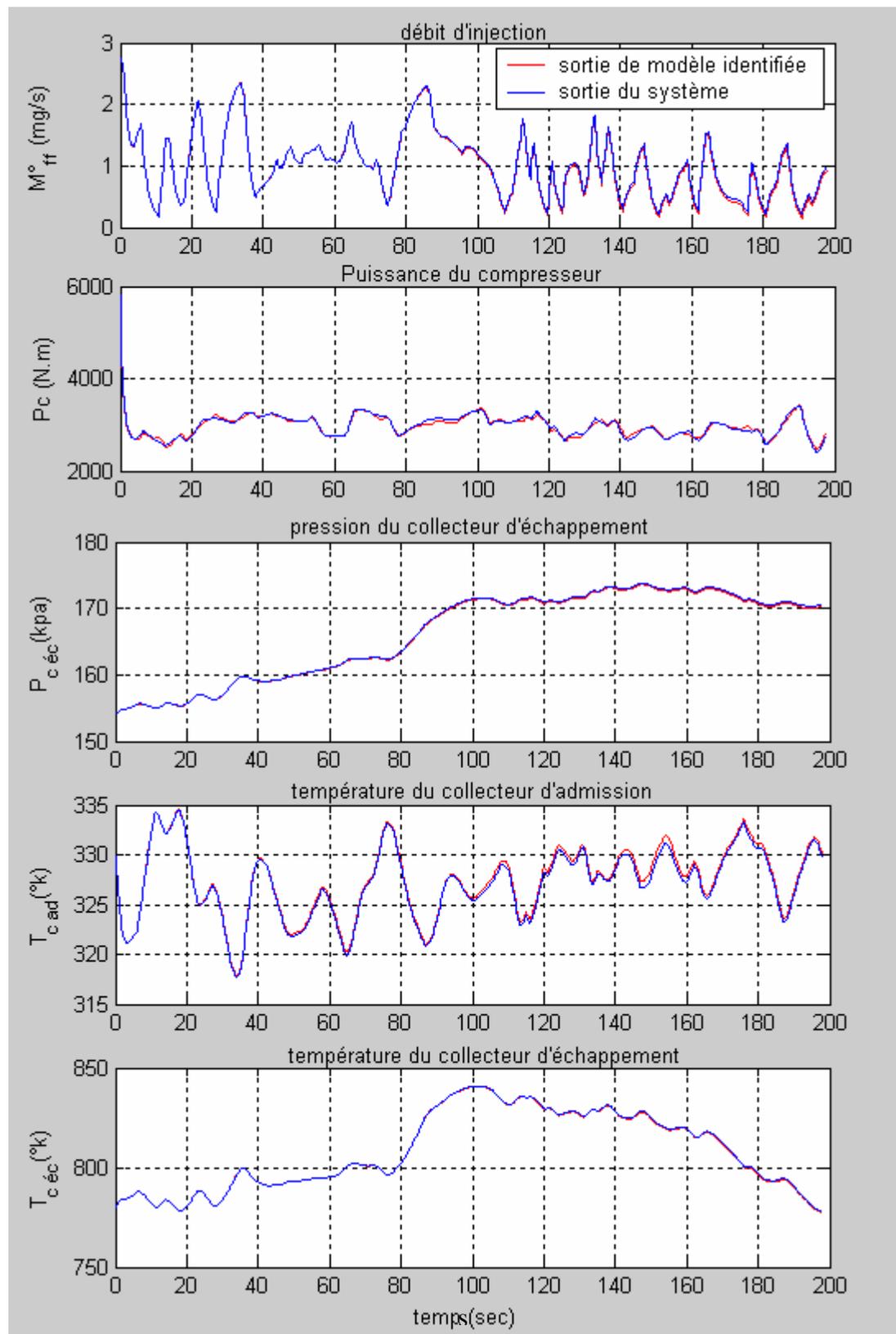


Figure 3-7-b Les sorties du système avec l'estimation par Le modèle identifié par LOLIMOT

Les figures 3-7-a, 3-7-b montrent les sorties de modèle identifiées par l'algorithme de « LOLIMOT » pour des signaux de validation.

Nous pouvons voir que l'erreur d'estimation est très petite pour tous les signaux de sortie par rapport à la sortie trouvée par la résolution numérique du système d'équation de 2-35 par Runge-Kutta.

Après simulation du modèle identifié avec différent signaux d'excitation nous remarquons que l'erreur d'estimation ne dépasse pas 5% .

On peut conclure que le multimodèle linéaire identifié par l'algorithme neuro-floue « LOLIMOT » construit un modèle très proche du modèle physique moteur Diesel à injection directe à rampe commune.

Nous présentons ici les matrices du multi modèle du moteur Diesel obtenue par l'identification Neuro-floue à partir de l'algorithme « LOLIMOT ».

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0.9599 & 0.2893 & -79.8088 & 0.0011 & 0.0309 & 0.0202 & -0.0759 \\ 0.0001 & 0.9781 & -0.0090 & -0.0013 & -0.1346 & -0.1840 & 0.0232 \\ 0.0000 & 0.0001 & 0.8775 & -0.0000 & -0.0007 & -0.0005 & 0.0018 \\ 0.0000 & 0.0001 & -0.0102 & 1.0002 & 0.0772 & -0.0005 & -0.1738 \\ 0.0000 & -0.0001 & -0.0107 & -0.0000 & 0.9996 & -0.0003 & 0.0019 \\ -0.0002 & 0.0010 & -0.0104 & -0.0000 & -0.0136 & 0.9657 & 0.0050 \\ 0.0003 & -0.0007 & -0.0107 & -0.0000 & -0.0015 & -0.0007 & 1.0031 \end{bmatrix} ;$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} 0.9429 & 0.9522 & -68.5680 & 0.0002 & 0.1213 & 0.0012 & -0.0005 \\ -0.0003 & 0.9337 & 0.0001 & -0.0004 & 0.0503 & -0.2195 & 0.0088 \\ -0.0000 & 0.0000 & 0.9006 & -0.0000 & -0.0034 & -0.0000 & 0.0000 \\ -0.0000 & 0.0000 & 0.0001 & 1.0014 & 1.1284 & -0.0001 & -0.2476 \\ -0.0000 & -0.0002 & 0.0001 & -0.0000 & 0.9968 & -0.0003 & 0.0003 \\ 0.0002 & 0.0078 & 0.0001 & -0.0000 & -0.0216 & 0.9994 & 0.0073 \\ 0.0002 & -0.0012 & 0.0001 & -0.0000 & -0.0021 & -0.0058 & 1.0025 \end{bmatrix} ;$$

$$A_3 = \begin{bmatrix} 0.9363 & 0.5365 & -67.4316 & 0.0000 & 0.3641 & -0.0079 & 0.1174 \\ 0.0018 & 0.9540 & 0.0123 & 0.0001 & -0.0631 & -0.0640 & 0.0039 \\ -0.0000 & -0.0001 & 0.9084 & -0.0000 & -0.0104 & 0.0002 & -0.0033 \\ -0.0000 & -0.0002 & 0.0156 & 0.9815 & 0.6076 & 0.0003 & -0.2299 \\ -0.0000 & -0.0002 & 0.0131 & -0.0000 & 0.9888 & 0.0003 & -0.0032 \\ -0.0000 & 0.0023 & 0.0130 & -0.0000 & -0.0354 & 0.9923 & 0.0047 \\ 0.0003 & -0.0011 & 0.0132 & -0.0000 & -0.0076 & 0.0021 & 0.9965 \end{bmatrix} ;$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} -0.0000 & 28.3602 & 0.0005 & -0.9602 \\ 0.0021 & -0.6319 & -0.0000 & -0.0000 \\ 0.0000 & 0.0185 & -0.0000 & -0.0000 \\ 0.0000 & 2.1758 & -0.0000 & -0.0000 \\ 0.0000 & 0.0047 & -0.0335 & -0.0000 \\ 0.0019 & -0.0284 & -0.0000 & -0.0000 \\ 0.0005 & 0.0267 & -0.0350 & -0.0000 \end{bmatrix}, B_2 = \begin{bmatrix} 0.0000 & 32.7856 & -0.0004 & -1.1295 \\ -0.0008 & -0.5698 & 0.0000 & 0.0000 \\ -0.0000 & 0.0187 & 0.0000 & 0.0000 \\ -0.0000 & 1.8985 & 0.0000 & 0.0000 \\ -0.0000 & 0.0041 & -0.0091 & 0.0000 \\ 0.0030 & -0.0440 & 0.0000 & 0.0000 \\ -0.0008 & 0.0339 & 0.2277 & 0.0000 \end{bmatrix};$$

$$B_3 = \begin{bmatrix} -0.0000 & 31.9556 & 0.0025 & -0.5238 \\ -0.0039 & -0.8928 & -0.0001 & 0.0000 \\ 0.0000 & 0.0186 & -0.0001 & 0.0000 \\ 0.0000 & 1.4320 & -0.0001 & 0.0000 \\ 0.0000 & 0.0033 & -0.0020 & 0.0000 \\ 0.0018 & -0.0392 & -0.0001 & 0.0000 \\ -0.0002 & 0.0320 & 0.0702 & 0.0000 \end{bmatrix};$$

$$C_1 = C_2 = C_3 = C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

3-8 Conclusion :

Parmi les méthodes d'identification des systèmes, nous avons choisi l'approche neuro-floue, afin d'obtenir une modélisation multimodèles linéaires du système, celui ci représenté par le modèle non linéaire, décrit dans le chapitre précédent.

Pour résoudre cette problématique, nous avons suivi une méthode neuro-floue dite « LOLIMOT », qui nous a permis d'avoir une représentation multimodèle localement linéaire du système. Cette approche présente une rapidité de calcul assez intéressante de l'ordre de quelques secondes. En outre, nous avons une erreur d'approximation à décroissance rapide, qui engendre une rapidité de convergence pour ce type du système.

Finalement, l'application présentée dans ce chapitre a permis de passer une nouvelle étape et d'être en mesure d'appliquer la structure de détection de panne sur le modèle du moteur Diesel.

Chapitre 4

Génération des résidus

4-1-Introduction :

Au cours des deux dernières décennies, les performances des équipements industriels ont considérablement été augmentées. Le gain en productivité et en qualité de production s'est tout naturellement accompagné d'un accroissement de la complexité des installations. L'intégration de calculateurs très performants dans les systèmes automatisés, a permis de développer des algorithmes sophistiqués tant au niveau de la commande qu'au niveau du traitement des données.

Cependant ces algorithmes deviennent complètement inefficaces si les informations qu'ils utilisent sont erronées. Dans ce dernier cas, les performances du système s'en trouvent dégradées, mais pire encore, les conséquences au niveau des installations, de l'environnement et de la sécurité des personnes peuvent être dramatiques. C'est pourquoi, au dessus de la couche logicielle d'automatisation au sens classique (commande du système), il convient d'implanter un système permettant de surveiller le bon fonctionnement de l'ensemble.

Un tel système de surveillance doit permettre de valider les données utilisées par les algorithmes de contrôle / commande mais aussi de fournir des informations sur le fonctionnement de l'unité aux opérateurs qui l'exploitent. Il doit être capable de provoquer dans les cas graves un arrêt de l'unité ou de permettre au système de production de continuer à fonctionner en mode dégradé en cas de problèmes ne nécessitant pas un arrêt immédiat.

La détection concerne la mise en évidence d'événements qui affectent l'évolution d'un système. De façon générale, un événement traduit un changement de situation sans préjuger du fait qu'il soit normal (dû à une action délibérée de la part d'un opérateur par exemple) ou anormal (dû à une défaillance par exemple). Détecter consiste alors à comparer le fonctionnement réel du système avec ce qu'il devrait être sous l'hypothèse du fonctionnement normal.

La tâche de localisation circonscrit la défaillance à un sous-ensemble du système surveillé. Elle consiste à analyser les événements de façon à pouvoir déterminer le ou les défauts d'instruments de mesures (défaut de type capteur), le ou les défauts d'actionneurs, le ou les composants défectueux du système.

Pour répondre à cette démarche de diagnostic, il existe de nombreuses approches. Généralement on en distingue quatre principales:

- les méthodes par redondances matérielles, voir [Brun 90],[Dorr 95].
- les méthodes par systèmes experts, voir [TOUA 05].
- les méthodes par reconnaissance de formes, voir [Delm 03],[Piloï 03].
- les méthodes analytiques (à base de modèles analytiques), voir [Firs 96], [Jamo03], [Shwa02],[Iser 04].

Les méthodes analytiques font appel à une connaissance du système constituée par la formulation explicite d'un modèle analytique du système (par exemple, les équations différentielles, ...etc...). Dans ce cas, on compare le comportement réel du processus (caractérisé par les données prélevées) au comportement théorique fourni par le modèle analytique. Le résultat de cette comparaison est contenu dans un ensemble de signaux appelés "signaux indicateurs de défauts". L'analyse (temporelle ou fréquentielle) de ces indicateurs et de leur évolution doit non seulement permettre de détecter et d'interpréter tout comportement anormal du système surveillé, mais aussi de localiser l'origine de ce comportement anormal. La phase de génération de ces signaux indicateurs de défauts joue donc un rôle primordial dans toute procédure de diagnostic puisqu'elle conditionne la qualité du système de surveillance.

Dans ce mémoire, nous nous sommes intéressés aux méthodes de diagnostic fondées sur l'utilisation d'un modèle analytique (équations différentielles et matrices de transfert) décrivant le comportement dynamique du système surveillé.

La première partie de ce chapitre est consacrée aux outils de diagnostic des systèmes incertains à base de modèle analytique. Nous allons nous attacher dans un premier temps à rappeler les méthodes de génération des signaux indicateurs de défauts (appelés les résidus) à base de modèles paramétriques, par projection dans l'espace de parité. Dans un deuxième temps, nous utilisons les observateurs.

L'application des techniques citées ci dessus aux multimodèles linéaires incertains obtenus dans le troisième chapitre qui représente le système du moteur Diesel à rampe commune étudié aura pour but de construire des espaces de parité, ainsi que des observateurs et ce pour former une structure de détection aussi performante que possible.

4-2 Concept de base :

4-2-1 Définition d'une panne :

Une panne peut être une défaillance totale d'un élément du système ou une modification de ses caractéristiques suffisamment importante pour altérer le fonctionnement global de l'installation.

4-2-2 La détection :

Le processus physique est soumis à un certain nombre de perturbations aléatoires et la tâche de module de détection est de prendre une décision logique sur l'occurrence ou pas d'une panne.

4-2-3 Le diagnostic :

Le diagnostic de la défaillance est une opération de classification qui caractérise le défaut par type degré et sévérité. En fonction de règles préétablies, les symptômes de la défaillance (valeur et évolution des résidus, localisation de l'élément défaillant) vont permettre de trouver le type et la cause de la panne.

4-2-4 Supervision:

La supervision a pour objectif d'assurer la gestion réactive et sûre des modes de fonctionnement d'un processus. Ces modes sont définis à partir de l'ordonnancement des tâches prévisionnelles, de la connaissance du système et des savoir-faire des opérateurs. La gestion réactive et sûre met en œuvre des méthodes de surveillance, de décision, d'accommodation de la commande aux défauts. La supervision est réalisée partiellement lorsque l'opérateur est indispensable ou totalement lorsqu'il ne l'est pas.

4-2-5 Surveillance:

La surveillance a pour objectif d'élaborer et de mettre à disposition des informations structurées sur la situation du système observé. Elle met en œuvre des mécanismes d'observation, de détection et de filtrage pour générer des indicateurs pertinents.

4-2-6 Défaut :

Un défaut est une cause probable d'erreur pour un fonctionnement donné.

4-2-7 Notion de redondance:

On distingue deux types de redondance :

- **La redondance matérielle** : basée sur la multiplication des chaînes de mesure il ne permet que la détection des pannes capteur.
- **La redondance analytique** : elle consiste à utiliser des informations supplémentaires issues de modèles générant des grandeurs homogènes à celles provenant de capteurs reliant les entrées et les sorties mesurées. La technique de redondance analytique permet une exploitation optimale de toutes les informations acquises dans le cadre d'une configuration d'instrumentation donnée. Elle vient en complément de la redondance matérielle et peut permettre d'en réduire le degré de redondance.

4-3 L'espace de parité :

4-3-1 Introduction :

L'approche classique pour la détection et l'isolation de défaut, est celle dite de l'espace de parité, le principe de cette approche consiste à exploiter l'excès d'information dans le modèle de connaissance ou de conduite du processus dynamique pour gérer un ensemble de relations entre les grandeurs mesurées, appelés *relations de redondance analytiques (RRA)*.

Une relation de redondance analytique est une équation dans laquelle toutes les variables sont connues. La génération de telles relations permet d'engendrer des résidus.

On peut distinguer deux types de RRA :

- **La redondance analytique statique** : ce cas se présente lorsque l'on dispose d'une redondance matérielle. (le nombre de capteurs est strictement supérieur au nombre d'états du système) voir [Pott 77], [Gai 78], [Daly 79], [Ray 91]. Les sorties des capteurs, qui peuvent être de natures différentes sont instantanément liées par des relations algébriques appelés relation de redondance analytique statique (RRAS). Celles-ci sont obtenues à partir du modèle des capteurs.
- **La redondance analytique dynamique** : lorsqu'on ne dispose pas d'une redondance matérielle suffisante, l'équation de la mesure seule est incapable de générer les relations de redondance, on crée alors une redondance fictive qui tient compte de l'évolution temporelle des signaux du système et se traduit dans le cas discret, par des relations de récurrence entre les sorties des capteurs et les entrées des actionneurs sur un horizon d'observation (en continu on obtient des relations intégrodifférentielles). Ces relations sont appelés relation de redondance analytique dynamique (RRAD). Ces notions ont ensuite été généralisées tout d'abord par Labarrère et Mironovskii [Labr 80], [Miro 80], puis par Chow et Willsky [Chow 84] et Lou et al [Lou 86], Kitamura [Kita 89], on remarque aussi les travaux de Brout et al [Brun 90], Maquin [Maqu 97], Comtet-Varga [Comt 97].

L'idée de cette approche est de vérifier la parité (la cohérence) des informations provenant des mesures en transformant un vecteur des mesures redondantes (issues de capteurs ou estimation par un modèle) d'une grandeur physique en un nouveau vecteur appelé **vecteur de parité**, de sorte que le vecteur réel inconnu des grandeurs physiques est supprimé, par conséquent, le vecteur de parité ne dépend que du bruit de mesure et des défaillances éventuelles.

Un vecteur de parité est nul si le système est en état normal par contre il caractérise une défaillance s'il n'est pas nul.

4-3-2 Espace de parité statique :

Calcul de vecteur de parité :

Considérons à un instant K donné, le système de mesure suivant :

$$y(k) = \begin{pmatrix} 1 & 2 & 1 \\ 1 & 0 & 2 \\ 1 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 1 \\ 2 & 0 & 2 \end{pmatrix} x(k); \quad y(k) = \begin{pmatrix} y_1(k) \\ y_2(k) \\ y_3(k) \\ y_4(k) \\ y_5(k) \end{pmatrix}; \quad x(k) = \begin{pmatrix} x_1(k) \\ x_2(k) \\ x_3(k) \end{pmatrix}$$

Donc:
$$\begin{pmatrix} y_1(k) \\ y_2(k) \\ y_3(k) \\ y_4(k) \\ y_5(k) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1(k) + 2x_2(k) + x_3(k) \\ x_1(k) + 2x_3(k) \\ x_1(k) + x_2(k) + x_3(k) \\ x_1(k) + x_3(k) \\ 2x_1(k) + 2x_3(k) \end{pmatrix} \quad \dots(4-1)$$

Ce système de mesure correspond à une configuration simple ou l'on dispose de cinq mesures couplées de trois grandeurs.

On peut aisément constater la redondance inhérente à ce système de mesure ; celle-ci peut être mise à profit pour générer deux équations de redondance liant les composantes $y(k)$ du vecteur de mesure :

$$- y_1(k) + 2y_3(k) - y_4(k) = 0 \quad (4-2-a)$$

$$- 2y_1(k) + 4y_3(k) - y_5(k) = 0 \quad (4-2-b)$$

En absence d'erreurs de mesure, les équations (4-2) sont parfaitement vérifiées. Elles ne sont généralement pas si une ou plusieurs mesures $y_i(k)$ sont entachées d'erreurs.

On voit clairement que la forme des équations de redondance n'est pas unique ; toutes combinaisons linéaires des équations (4-2) est également une équation de redondance, mais qui ne fait pas nécessairement apparaître les mêmes variables. Cette remarque importante est à la base de la structuration des résidus pour faire apparaître les propriétés d'isolation des défauts.

Par exemple l'élimination de $y_1(k)$ entre (4-2-a) et (4-2-b) conduit à une nouvelle équation de redondance : $- y_5(k) + 2y_4(k) = 0$ (4-2-c)

On remarque que l'élimination de $y_1(k)$ entraîne directement celle de $y_3(k)$; les défaut éventuelles sur ces deux mesures ne seront donc pas **isolables**.

On remarque aussi que la mesure $y_2(k)$ n'intervient dans aucune équation de redondance ; un défaut sur cette mesure ne sera donc pas **déTECTABLE**.

Considérons maintenant le cas le plus général de l'équation de mesure :

$$y(k) = C \cdot x(k) + V(k) + F \cdot d(k) \quad (4-3)$$

Où :

$x \in \mathbb{R}^n$: vecteur des grandeurs physiques inconnues.

$y \in \mathbb{R}^m$: vecteur de mesure (des grandeurs physique mesurées "connues")

$d \in \mathbb{R}^p$: vecteur de défaut pouvons affecter certains capteurs.

$V \in \mathbb{R}^m$: vecteur des bruits des mesures.

$C \in \mathbb{R}^{m.n}$: matrice caractérisant le système de mesure.

$F \in \mathbb{R}^{m.p}$: la matrice qui traduit la direction des défauts.

Pour la direction de défaut on cherche à obtenir des relations entre les mesures qui sont indépendantes des grandeurs physiques inconnues mais qui restent sensibles aux défauts.

On définit l'espace de parité comme le sous espace complémentaire orthogonale à l'espace engendré par la matrice C (espace de dimension $(m-n)$). On définit aussi le vecteur de parité $P(k)$ projection de vecteur de mesures $y(k)$ sur l'espace de parité, et la matrice de projection W de dimension $(m-n)$.

$$\text{On a donc : } P(k) = W \cdot y(k) \quad (4-4)$$

La matrice W doit satisfaire les conditions suivantes :

$$W \cdot C = 0$$

$$W \cdot W^t = I_{m-n} \quad (4-5)$$

$$W^t \cdot W = I_m - C(C^t \cdot C)^{-1} \cdot C^t$$

I_{m-n} : la matrice identité de dimension $m-n$

I_m : la matrice identité de dimension m

Ces trois relations ne suffisent pas pour déterminer d'une manière unique la matrice W , en effet toute matrice H de la forme $H = G \cdot W$ telle que: $G \cdot G^t = I$ vérifie les conditions (4-5).

$$\begin{aligned} \text{Le vecteur de parité est : } P(k) &= W[C \cdot x(k) + V(k) + F \cdot d(k)] \\ &= W \cdot V(k) + W \cdot F \cdot d(k) \end{aligned} \quad (4-6)$$

Dans le cas idéal (c.à.d l'absence d'erreurs de mesures $V(k)$ et de défauts $d(k)$, le vecteur de parité est nul. Par conséquent l'équation 4 traduit l'ensemble des redondances qui liant les mesures $y(k)$:

$$W y(k) = 0 \quad (4-7)$$

Cette équation généralise les équations (4-2).

L'expression (4-4) permet de calculer numériquement le vecteur de parité à partir des mesures alors que l'expression (4-6) explique l'influence des erreurs de mesures et des défauts.

Si on néglige les erreurs de mesure et si la matrice $W \cdot F$ est régulière ; l'expression (4-6) permet de détecter les défauts $d(k)$.

Il est nécessaire alors d'étudier avec soin le rang de la matrice $W \cdot F$ et on imagine qu'un choix malencontreux de W peut faire disparaître des directions des défaillances (cas où la matrice $W \cdot F$ contient une colonne de "0").

De façon plus générale, le concepteur peut souhaiter disposer d'un vecteur de parité sensible à certains défauts à détecter et ne pas vouloir s'intéresser à d'autres types de défauts ceci conduit à détailler l'expression du vecteur de mesure :

$$y(k) = C x(k) + V(k) + F^+ d^+(k) + F^- d^-(k) \quad (4-8)$$

Où : $d^+(k)$ désigne les défauts auxquels on veut être sensibles.

$d^-(k)$ désigne les défauts auxquels on veut être insensibles.

F^+ : la matrice associée à $d^+(k)$

F^- : la matrice associée à $d^-(k)$

Le principe de la génération du vecteur de parité est conservé ; on cherche alors une matrice W orthogonale à l'espace engendré par les colonnes de C et de F^- : $W(C \cdot F^-) = 0$ (4-9)

Donc :
$$P(k) = W y(k) = W[C \cdot x(k) + V(k) + F^+ \cdot d^+(k) + F^- \cdot d^-] = W \cdot V(k) + W \cdot F^+ \cdot d^+(k)$$
 (4-10)

Le vecteur de parité est donc sensible aux défauts à détecter, mais il faut étudier le rang de la matrice $W \cdot F^+$.

Si l'équation (4-9) n'admet pas de solution, on peut envisager une relation approchée.

4-3-3 Espace de parité dynamique :

Il faut noter qu'à travers la documentation qui nous avons consulté, il en montre qu'il n'y a pas de différence importante entre le cas des systèmes statique et dynamique.

4-3-3-a Vecteur de parité généralisé :

Le concept de l'espace de parité a été généralisé en utilisant les relations de redondance temporelles (ou dynamique) générées à partir du modèle de système dynamique.

Considérons le modèle déterministe suivant :

$$\begin{cases} x(k+1) = A \cdot x(k) + B \cdot u(k) + F_1 \cdot d(k) \\ y(k) = C \cdot x(k) + F_2 \cdot d(k) \end{cases} \quad (4-11)$$

$x \in \mathbb{R}^n$: l'état inconnu ; $u \in \mathbb{R}^r$: l'entrée connue, $d \in \mathbb{R}^p$ vecteur du défaut.

$y \in \mathbb{R}^n$: sorties connues ; $C \in \mathbb{R}^{m,n}$ matrice de sortie ; $F_1 \in \mathbb{R}^{n,p}$; $F_2 \in \mathbb{R}^{m,p}$.

$A \in \mathbb{R}^{n,n}$: la matrice d'état de système.

$B \in \mathbb{R}^{n,r}$: la matrice de commande

La redondance matérielle est coûteuse et offre peu d'intérêt pour la surveillance des actionneurs, donc on peut la régler par une redondance temporelle (dynamique) qui lie les informations des capteurs et des actionneurs à différents instants, cette redondance offre un grand secours.

En effet, sur un horizon d'observation $[k, k+s]$, les équations de système peuvent être regroupées sous la forme :

$$\begin{pmatrix} y(k) \\ y(k+1) \\ \vdots \\ y(k+s) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C \\ C A \\ \vdots \\ C A^s \end{pmatrix} x(k) + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ C B & 0 & & & \\ C A B & C B & \ddots & & \\ \vdots & \vdots & & \ddots & \\ \vdots & \vdots & & & C B \\ C A^{s-1} B & C A^{s-2} B & \dots & C A B & C B & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u(k) \\ u(k+1) \\ \vdots \\ u(k+s) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ C F_1 & F_2 & & & \\ C A F_1 & C F_1 & \ddots & & \\ \vdots & \vdots & & \ddots & \\ \vdots & \vdots & & & C F_1 & F_2 \\ C A^{s-1} F_1 & C A^{s-2} F_1 & \dots & \dots & C F_1 & F_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} d(k) \\ d(k+1) \\ \vdots \\ d(k+s) \end{pmatrix} \quad (4-12-a)$$

$$\begin{aligned}
 \text{si on pose : } y(k,s) &= \begin{pmatrix} y(k) \\ y(k+1) \\ \vdots \\ y(k+s) \end{pmatrix} ; O(s) = \begin{pmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^s \end{pmatrix} ; U(k,s) = \begin{pmatrix} u(k) \\ u(k+1) \\ \vdots \\ u(k+s) \end{pmatrix} ; D(k,s) = \begin{pmatrix} d(k) \\ d(k+1) \\ \vdots \\ d(k+s) \end{pmatrix} \\
 G(s) &= \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ CB & 0 & & & \\ CAB & CB & \ddots & & \\ \vdots & \vdots & & \ddots & \\ \vdots & \vdots & & & CB \\ CA^{s-1}B & CA^{s-2}B & \dots & CAB & CB & 0 \end{pmatrix} ; F(s) = \begin{pmatrix} F_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ CF_1 & F_2 & & & \\ CAF_1 & CF_1 & \ddots & & \\ \vdots & \vdots & & \ddots & \\ \vdots & \vdots & & & \\ CA^{s-1}F_1 & CA^{s-2}F_1 & \dots & \dots & CF_1 & F_2 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

On peut écrire:

$$Y(k,s) = O(s) \cdot x(k) + G(s) \cdot U(k,s) + F(s) \cdot D(k,s) \tag{4-12-b}$$

On peut montrer la relation (4-12) par la démonstration de récurrence en effet la relation est vérifiée pour $s=0$, $s=1$, on suppose qu'elle est vérifiée pour s et on peut démontrer qu'elle est vérifiée pour $s+1$.

La forme (4-12) est préférable à la forme (4-11) car on passe d'un système à n équations à un système à $n(s+1)$ équation ce qui offre plus de possibilités de l'élimination des états inconnues $x(k)$. Pour cette élimination on multiplie (4-12-b) par une matrice Ω (appelée matrice de parité) orthogonale à $O(s)$ (l'existence de Ω est lié au rang de $O(s)$).

$\Omega \cdot O(s) = 0$ donc le vecteur de parité généralisé S'écrit :

$$P(k) = \Omega (Y(k,s) - G(s) \cdot U(k,s)) \tag{4-13-a}$$

$$\text{où : } P(k) = \Omega F(s) \cdot D(k,s) \tag{4-13-b}$$

Le vecteur de parité généralisé $P(k)$ caractérise toutes les relations existantes entre les entrées et les sorties du système.

Ce vecteur de parité est biaisé (suite à une défaillance d'un capteur ou d'un actionneur) par exemple : le vecteur de parité devient différent de zéro et s'oriente dans une direction privilégié en fonction du défaut.

N.B : le vecteur de parité généralisé permet bien de détecter les défauts pour les systèmes dont des modèles peuvent être écrits sous la forme (4-11) et pour une isolation des défauts on va manipuler la possibilité suivante.

4-3-3-b Relations d'auto-redondance :

La redondance temporelle (dynamique) relative à un seul capteur est liée à un générateur de relations exprimant au cours du temps la sortie d'un seul capteur, pour cela il suffit d'extraire la $j^{\text{ème}}$ composante de vecteur d'observation en sélectionnent dans C la ligne C_j .

donc (4-12) implique :

$$y_j(k,s) = O_j(s) \cdot x(k) + G_j(s) \cdot U(k,s) + F_j D(k,s) \tag{4-14}$$

Où : O_j , G_j , F_j se déduisent des définitions de O , G et F en remplaçant la matrice C par leurs $j^{\text{ème}}$ ligne.

Dans se cas si Ω_j est une matrice orthogonale à $O_j(s)$ donc l'unique relation de parité relative au $j^{\text{ème}}$ capteur est définie par :

$$P_j(k) = \Omega_j (y_j(k,s) - G_j(s) \cdot U(k,s)) \quad (4-15)$$

Pour la détermination de largeur minimale de la fenêtre d'observation l'application de théorème de Cayley Hamilton implique l'existence d'une valeur s_j telle que :

$$si s < s_j \rightarrow rang(O_j(s)) = 1+s$$

$$si s \geq s_j \rightarrow range(O_j(s)) = s_j$$

Comme la ligne (s_j+1) de la matrice $O_j(s_j)$ est une combinaison linéaire des autres s_j lignes .

il existe un vecteur ligne Ω_j telle que :

$$\Omega_j \cdot \begin{pmatrix} C_j \\ C_j A \\ \vdots \\ C_j A^{s_j} \end{pmatrix} = 0 \quad (4-16) \quad \rightarrow P_j(k) = \Omega_j(y_j(k,s_j) - G_j(s_j) \cdot U(k,s_j)) \quad (4-17)$$

L'équation (4-17) qui ne fait intervenir qu'une seule sortie du système explicite la redondance temporelle entre les sorties et la $j^{\text{ième}}$ sortie et ainsi un moyen de test de bon fonctionnement de $j^{\text{ième}}$ capteur si on fait l'hypothèse de bon fonctionnement des actionneurs.

4-3-3-c Relations d'inter-redondance :

La redondance temporelle existe aussi entre plusieurs capteurs. Pour chaque matrice d'observation Q_i construite à partir d'une seule sortie et de toutes les entrées, retenons uniquement les s_i premières lignes indépendantes (s_i a été défini par le théorème de Cayley-Hamilton). A partir de (4-16), on obtient:

$$Y_i(k, s_i - 1) - G_i(s_i - 1)U(k, s_i - 1) = Q_i(s_i - 1)x(k) + F_i D(k, s_i - 1) \quad (4-18)$$

$$\text{Pour } i \in 1, \dots, m, \text{ avec : } y(k, s_1, s_2, \dots, s_m) = \begin{pmatrix} y_1(k, s_1 - 1) \\ \vdots \\ y_m(k, s_m - 1) \end{pmatrix}$$

Comme dans le cas précédent, définissons une matrice Ω orthogonale à $H(s_1, \dots, s_m)$.

Les équations de parité sont alors données par l'expression :

$$P(k) = \Omega(y(k, s_1, \dots, s_m) - G(s_1, \dots, s_m)U(k, s)) \quad (4-19)$$

4-3-6-d Espace de parité robuste avec découplage parfait des entrées inconnues :

Soit le système :

$$\begin{cases} x(k+1) = A \cdot x(k) + B \cdot u(k) + E_1 \bar{u}(k) + f_1 d(k) \\ y(k) = C \cdot x(k) + R \cdot u(k) + E_2 \bar{u}(k) + f_2 d(k) \end{cases} \quad (4-20)$$

Où $\bar{u}(k)$: vecteur représentant les entrée inconnues.

$f(k)$: vecteur représentant les défauts.

On considère l'horizon $s : [k+s, k]$ sur cette horizon on peut écrire:

$$\begin{pmatrix} y(k-s) \\ y(k-s+1) \\ \vdots \\ y(k) \end{pmatrix} = O(s) \times x(k) + G(k, s) \begin{pmatrix} u(k-s) \\ u(k-s+1) \\ \vdots \\ u(k) \end{pmatrix} + H(s) \begin{pmatrix} \bar{u}(k-s) \\ \bar{u}(k-s+1) \\ \vdots \\ \bar{u}(k) \end{pmatrix} + F(s) \begin{pmatrix} f(k-s) \\ f(k-s+1) \\ \vdots \\ f(k) \end{pmatrix} \quad (4-21)$$

$$\text{ou : } O(s) = \begin{pmatrix} C \\ C A \\ \vdots \\ C A^s \end{pmatrix}; G(s) = \begin{pmatrix} R & 0 & 0 & \dots & 0 \\ C B & R & & & \vdots \\ C A B & C B & \ddots & & \vdots \\ \vdots & \vdots & & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & & & C B \\ C A^{s-1} B & C A^{s-2} B & \dots & C A B & C B & R \end{pmatrix}$$

$$H(s) = \begin{pmatrix} E_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ C E_1 & E_2 & & & \\ C A E_1 & C E_1 & \ddots & & \\ \vdots & \vdots & & \ddots & \\ \vdots & \vdots & & & C E_1 \\ C A^{s-1} E_1 & C A^{s-2} E_1 & \dots & C A E_1 & C E_1 & E_2 \end{pmatrix}; F(s) = \begin{pmatrix} f_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ C f_1 & f_2 & & & \vdots \\ C A f_1 & C f_1 & \ddots & & \vdots \\ \vdots & \vdots & & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & & & C f_1 \\ C A^{s-1} f_1 & C A^{s-2} f_1 & \dots & C A f_1 & C f_1 & f_2 \end{pmatrix}$$

Soit le vecteur $r(k)$ défini à partir des grandeurs mesurables:

$$r(k) = y(k,s) - G(s) \cdot U(k,s). \quad (4-22-a)$$

$$r(k) = O(s) \cdot x(k) + H(s) \cdot \bar{u}(k,s) + F(s) \cdot D(k,s). \quad (4-22-b)$$

L'idée clé est de pré multiplier $r(k)$ par un vecteur V^t tel que :

$$P(k) = V^t \cdot r(k) \quad (4-23)$$

Où : le vecteur V^t doit satisfaire la condition : $V^t \cdot O(s) = 0$.

Dans le but de rendre le système D.D.P « diagnostique et détection des pannes » plus robuste, on doit avoir aussi $P(k)$ indépendant des entrées inconnues $\bar{u}(k-s), \dots, \bar{u}(k)$.

A travers l'équation (4-22-b) V^t doit aussi satisfaire : $V^t \cdot H_2 = 0$,

$$\text{Le résidu se réduit alors à : } P(k) = V^t \cdot F(s) D(k,s). \quad (4-24)$$

Ceci montre que sous la condition : $V^t \cdot F(s) \neq 0$ le résidu P est uniquement sensible aux défauts. Il est clair que l'équation nécessaire mais pas suffisante car il peut arriver qu'elle ne soit pas remplie (absence de défauts) tout en ayant des défauts qui se compensent l'un l'autre, empêchant ainsi le résidu de les refléter. Dans le but d'éviter ces erreurs une condition de sensibilité plus restrictive s'impose sur le vecteur V^t : $V^t F_{1,i} \neq 0$ et $V^t F_{2,i} \neq 0$.

Ou :

$$F_{1,i} = \begin{pmatrix} f_{2,i} & 0 & 0 \\ 0 & f_{2,i} & \\ & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & f_{2,i} \end{pmatrix} \quad i = 1, \dots, L_1$$

L_1 : nombre des défauts capteurs

$f_{2,i}$: la $i^{\text{ème}}$ colonne de la matrice f_2

$$F_{2,i} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ C f_{1,i} & 0 & \\ & & \ddots & 0 \\ C A^{s-1} f_{1,i} & C A f_{1,i} & C f_{1,i} & 0 \end{pmatrix} \quad i = 1, \dots, L2$$

L_1 : nombre des défauts d'actionneur et défauts système
 $f_{1,i}$: la i^{eme} colonne de la matrice f_1

La somme $l1 + l2$ étant égale à la dimension p du vecteur de défauts $d(k)$.

4-4 Espace de parité d'un système représenté par multi modèle :

Considérons le système décrit par le multi modèle suivant :

$$\begin{cases} x(k+1) = \sum_{i=1}^m \mu_i(z(k))(A_i x(k) + B_i u(k) + V_i + E_i \bar{u}(k) + F_{i,1} d(k)) \\ y(k) = C x(k) + F_2 d(k) \end{cases} \quad (4-25)$$

- ou :** z représente les variable de validation de modèle
- V représente le vecteur de perturbation
- M représente le nombre des modèles locaux

La représentation (4-23) est celle d'un système couplé à état unique il est semblable à celle qui correspond à notre modèle identifié.

Dans ce cas non seulement le résidu calculé mais les matrices d'observations aussi la matrice W sont déterminées instantanément donc à chaque instant on calcul le nouveau vecteur de parité à partir d'un horizon d'observation.

A chaque instant k nous avons :

$$\begin{cases} x(k+1) = A_k x(k) + B_k u(k) + V_k + E_k \bar{u}(k) + F_{k,1} d(k) \\ y(k) = C x(k) + F_2 d(k) \end{cases} \quad (4-26)$$

$$\text{ou : } A_k = \sum_{i=1}^M \mu(z(k)) A_i$$

$$B_k = \sum_{i=1}^M \mu(z(k)) B_i$$

$$E_k = \sum_{i=1}^M \mu(z(k)) E_i$$

$$F_{K,1} = \sum_{i=1}^M \mu(z(k)) F_{i,1}$$

Ainsi les matrices d'observations sont :

$$\begin{pmatrix} y(k-s) \\ y(k-s+1) \\ \vdots \\ y(k) \end{pmatrix} = O(s) \cdot x(k-s) + G(s) \begin{pmatrix} u(k-s) \\ u(k-s+1) \\ \vdots \\ u(k) \end{pmatrix} + H(s) \begin{pmatrix} \bar{u}(k-s) \\ \bar{u}(k-s+1) \\ \vdots \\ \bar{u}(k) \end{pmatrix} + F(s) \begin{pmatrix} d(k-s) \\ d(k-s+1) \\ \vdots \\ d(k) \end{pmatrix} \quad (4-27)$$

$$ou: O(s) = \begin{pmatrix} C \\ C A_{k+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ C \prod_{i=s}^1 A_{k+i} \end{pmatrix}; \quad G(s) = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ C B_{k+1} & 0 & & & \vdots \\ C A_{k+2} B_{k+1} & C B_{k+3} & \ddots & & \\ \vdots & \vdots & & \ddots & \\ \vdots & \vdots & & & C B_{k+s-1} \\ C \prod_{i=s}^2 A_{k+i} B_{k+1} & C \prod_{i=s}^3 A_{k+i} B_{k+3} & \dots & C A_{k+s} B_{k+s-1} & C B_{k+s} & 0 \end{pmatrix}$$

$$H(s) = \begin{pmatrix} E_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ C E_1 & E_2 & & & \\ C A_{k+2} E_1 & C E_1 & \ddots & & \\ \vdots & \vdots & & \ddots & \\ \vdots & \vdots & & & C E_1 \\ C \prod_{i=s}^2 A_{k+i} E_1 & C \prod_{i=s}^3 A_{k+i} E_1 & \dots & C A_{k+s} E_1 & C E_1 & E_2 \end{pmatrix};$$

$$F(s) = \begin{pmatrix} F_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ C F_{k+1,1} & F_2 & & & \\ C A_{k+2} F_{k+1,1} & C F_{k+2,1} & \ddots & & \\ \vdots & \vdots & & \ddots & \\ \vdots & \vdots & & & C F_{k+s-1,1} \\ C \prod_{i=s}^2 A_{k+i} F_{k+1,1} & C \prod_{i=s}^3 A_{k+i} F_{k+2,1} & \dots & C A_{k+s} F_{k+s-1,1} & C F_{k+s,1} & F_2 \end{pmatrix}$$

4-5 Méthode de conception d'un multiobservateur :

Considérons un système dynamique non linéaire représenté par un multimodèle, composé de M modèles locaux, décrit par les équations suivantes:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{j=1}^M \mu_j(z(t)) (A_j \cdot x(t) + B_j u(t) + V_j + F_{j,1} d(t)) \\ y(t) = C x(t) + F_2 d(t) \end{cases} \quad (4-28)$$

Où : $\mu_j(z(k))$ les fonctions d'activation des modèles locaux
 z représente les variables de décision qui peuvent dépendre de l'état, des sorties ou des entrées.

V représente le vecteur de perturbation.

M représente le nombre des modèles locaux.

$x(t) \in \mathbb{R}^n$ est le vecteur d'état.

$y(t) \in \mathbb{R}^p$ représente le vecteur de sortie.

$u(t) \in \mathbb{R}^m$ est le vecteur d'entrées.

$d(t) \in \mathbb{R}^f$ est le vecteur des défaut .

Les matrices A_j, B_j, V_j, C_i et $F_{i,1}, F_2$ sont de dimensions appropriées.

Nous distinguons deux cas pour les variables de décision :

- $z(t)$ est mesurée,
- $z(t)$ dépend des variables d'état estimées.

Dans notre étude on prendra le vecteur d'entrée comme vecteur de décision, nous intéressons seulement par le première cas.

Un observateur est destiné à estimer le vecteur d'état d'un système. Pour le concevoir, on suppose que les modèles locaux sont localement observables, c'est-à-dire que toutes les paires (A_j, C_j) sont observables. Pour concevoir le multiobservateur, on associe a chaque modèle local un observateur local, le multiobservateur (observateur global) est une somme des observateurs locaux pondérée par des fonctions d'activation identiques a celles associées aux modèles locaux du multimodèle [Patt 97]. Les équations qui régissent le multiobservateur sont les suivantes :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t)) (A_i \cdot \hat{x}(t) + B_i u(t) + D_i + G_i (\hat{y}_j(t) - y_j(t))) \\ \hat{y}(t) = C \hat{x}(t) \end{cases} \quad (4-29)$$

Où : \hat{x} représente le vecteur d'état estime par le multiobservateur.

\hat{y} Est le vecteur de sortie estime .

$G_i \in \mathbb{R}^{n \times p}$ sont les gains des observateurs locaux.

L'erreur d'estimation d'état est définie par l'équation suivante :

$$e(t) = x(t) - \hat{x}(t) \quad (4-30)$$

La dynamique de l'erreur d'estimation de L'erreur de sortie entre le multimodèle (4.28) et le multiobservateur, (4.29) s'explique par :

$$\begin{aligned} \dot{e}(t) &= \dot{x}(t) - \dot{\hat{x}}(t) \\ &= \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t)) (A_i - G_i C_j) e(t) \end{aligned} \quad (4-31)$$

Si l'erreur d'estimation d'état (4-30) converge asymptotiquement vers zero, l'estimation des vecteurs d'état et de sortie converge asymptotiquement vers les vecteurs d'état et de sortie du multimodèle (4-28) respectivement. Tanaka [Tana 96] et Ma [Ma 98] ont énoncé les conditions de convergence de l'erreur d'estimation d'état :

Théorème 4.1 [Tana 96] et Ma [Ma 98] : le multiobservateur (4.29) est asymptotiquement stable, s'il existe une matrice symétrique et définie positive P et des matrices de gain Gi vérifiant les inégalités suivantes :

$$(A_i - G_i C_i)^T P + P(A_i - G_i C_i) < 0 \quad i \in \{1, \dots, M\} \quad (4-32)$$

4-5-1 Affectation des valeurs propres d'un multiobservateur :

Pour assurer la vitesse de la convergence de l'erreur d'estimation d'état du multiobservateur (4-29), il est nécessaire d'affecter toutes les valeurs propres des observateurs locaux, dans une région spécifique.

Une première idée est de garantir que les parties réelles des valeurs propres des Observateurs locaux sont comprises entre deux valeurs $-\delta_{min}$ et $-\delta_{max}$, avec $\delta_{min} > \delta_{max} > 0$ voir figure 4-1, l'inégalité (4-32) devient :

$$\begin{aligned} (A_i - G_i C + \sigma_{max} I) P + P(A_i - G_i C + \sigma_{max} I) < 0 \\ -(A_i - G_i C + \sigma_{min} I) - P(A_i - G_i C + \sigma_{min} I) < 0 \end{aligned} \quad (4-33)$$

Remarque : la partie imaginaire des valeurs propres des observateurs locaux n'est pas limitée avec cette contrainte, ce qui peut générer une dynamique a fortes oscillations.

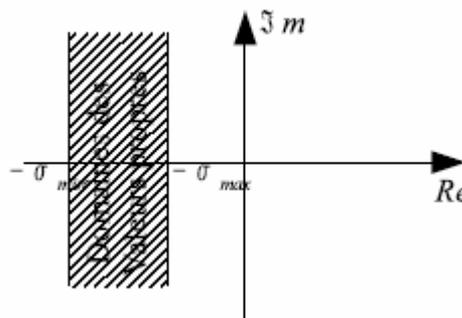


Figure 4-1 Demain des valeurs

Une autre idée est d'affecter les valeurs propres des observateurs locaux dans une région $S(\alpha, \beta)$ voir figure 4-2, qui est l'intersection entre un cercle, de centre (0, 0), de rayon β et du demi-plan gauche limite par une droite d'abscisse égale a $(-\alpha)$.

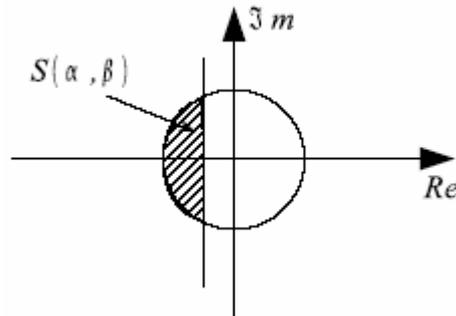


Figure 4-2 Région des valeurs propre

Corollaire 4.1 : les observateurs locaux d'un multiobservateur ont des valeurs propres dans la région $S(\alpha, \beta)$, s'il existe une matrice P définie positive telle que pour $i \in \{1, \dots, M\}$:

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} -\beta P & (A_i - G_i C)^T P \\ P(A_i - G_i C) & -\beta P \end{bmatrix} < 0 \\ (A_i - G_i C)^T P + P(A_i - G_i C) + 2\alpha P < 0 \end{cases} \quad (4-34)$$

Ces inégalités peuvent être résolues à l'aide d'outils numériques « LMI » (linear matrix inequality) [Boyd 94]. Si les valeurs propres de toutes les matrices d'état des observateurs locaux $(A_i - G_i C)$ pour $i \in \{1, \dots, M\}$ sont dans la région $S(\alpha, \beta)$, les pôles de la dynamique de l'erreur du multiobservateur sont dans la région $S(\alpha, \beta)$.

4-5-2 Conception d'un multiobservateur à entrées inconnues :

Dans ce paragraphe, nous considérons un système non linéaire représenté par un multimodèle, où une partie des entrées est inconnue. L'objectif est l'estimation des états et des sorties de ce système ainsi que des entrées inconnues. Pour cela, il est proposé la synthèse d'un multiobservateur basée sur l'élimination de ces entrées inconnues. Il est possible de montrer comment déterminer les gains des observateurs locaux, ces derniers étant solutions d'un ensemble d'inégalités matricielles non linéaires.

Dans cette section en décrivant la conception d'un multiobservateur, dans le cas où les matrices d'influence des entrées inconnues sont distinctes pour chaque modèle local.

4-5-3 Matrices d'influence d'entrées inconnues :

Considérons un système non linéaire représenté sous forme multimodèle soumis à l'influence des entrées inconnues :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t))(A_i x(t) + B_i u(t) + R_i \bar{u}(t) + D_i) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (4-35)$$

$$\text{avec : } \begin{cases} \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t)) = 1 \\ 0 \leq \mu_i(z(t)) \leq 1 \quad \forall i = \{1, \dots, M\} \end{cases} \quad (4-36)$$

Ou : $x(t) \in R^n$ est le vecteur d'état, $u(t) \in R^m$ est le vecteur des entrées, $\bar{u}(t) \in R^q$, $q < n$, est le vecteur des entrées inconnues et $y(t) \in R^p$ représente le vecteur des sorties mesurables.

Pour le $i^{\text{ème}}$ modèle local, $A_i \in R^{n \times n}$ est la matrice d'état, $B_i \in R^{n \times m}$ est la matrice d'entrée connue, $R_i \in R^{n \times q}$ et $D_i \in R^{n \times 1}$ représente un vecteur dépendant du point de fonctionnement ; $C \in R^{p \times n}$ est la matrice de sortie. Enfin, $z(t)$ représente le vecteur de décision dépendant de l'entrée connue et/ou des variables d'état.

Considérons le multiobservateur, d'état $\hat{x}(t)$ décrit de la façon suivante [Akhe 02] :

$$\begin{cases} \dot{z}(t) = \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t))(N_i z(t) + G_{i1} u(t) + G_{i2} + L_i y(t)) \\ \hat{x}(t) = h(t) - E y(t) \end{cases} \quad (4-37)$$

$N_i \in R^{n \times n}$, $G_{i1} \in R^{n \times m}$, $L_i \in R^{n \times p}$ est le gain du $i^{\text{ème}}$ observateur local, $G_{i2} \in R^n$ est un vecteur constant et E est une matrice de transformation. En utilisant l'expression de l'erreur de reconstruction d'état donnée par l'équation (4.30) et l'expression de $\hat{x}(t)$ donnée par l'équation (4.29), l'expression de l'erreur devient :

$$e(t) = (I + EC)x(t) - h(t) \quad (4-38)$$

Sa dérivée par rapport au temps s'explique :

$$\dot{e}(t) = \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t))(P(A_i x(t) + B_i u(t) + R_i \bar{u}(t) + D) - N_i z(t) + G_{i1} u(t) + G_{i2} + L_i y(t))$$

$$\text{avec : } P = I + EC \quad (4-39)$$

$$\begin{aligned} \dot{e}(t) &= \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t))(N_i e(t) + (PA_i - N_i P - L_i C)x(t) + (PB_i - G_{i1})u(t) - (PD_i - G_{i2}) + PR_i \bar{u}(t)) \\ &= \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t))(N_i e(t) + (PA_i - N_i - K_i C)x(t) + (PB_i - G_{i1})u(t) - (PD_i - G_{i2}) + PR_i \bar{u}(t)) \end{aligned} \quad (4-40)$$

Avec : $K_i = N_i E + L_i$ Si l'on impose les condition suivantes :

$$PR_i = 0 \quad (4-40-a)$$

$$P = I + EC \quad (4-40-b)$$

$$N_i = PA_i - K_i C \quad (4-40-c)$$

$$L_i = K_i - N_i E \quad (4-40-d)$$

$$G_{i1} = PB_i \quad (4-40-e)$$

$$G_{i2} = PD_i \quad (4-40-f)$$

$$\sum_{i=1}^M \mu_i(z(t))N_i \text{ est stable} \quad (4-40-g)$$

L'erreur de reconstruction d'état tend asymptotiquement vers zéro et (4.39) se réduit à :

$$\dot{e}(t) = \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t)) N_i e(t) \quad (4-41)$$

Il est important de noter que la stabilité des matrices $N_i, \forall i \in \{1, \dots, M\}$, ne garantit pas forcément la stabilité de la matrice $\sum_{i=1}^M \mu_i(z(t)) N_i$. Ce point est traité dans le paragraphe qui suit.

La convergence asymptotique de l'erreur d'estimation d'état (4.38) est garantie par la résolution des conditions (4.41) selon les trois étapes suivantes :

1. calcul de la matrice E en utilisant la relation (4.40a), on en déduit alors la matrice P à l'aide de (4.40b).
2. calcul des matrices N_i et K_i garantissant la stabilité de la matrice $\sum_{i=1}^M \mu_i(z(t)) N_i$.
- 3- calcule les gain L_i, G_{i1} et G_{i2} par les relations présentées dans (4-40).

4-5-4 Convergence globale du multiobservateur :

L'équation dynamique (4.41) est globalement asymptotiquement stable, s'il existe une matrice symétrique et définie positive X , telle que :

$$N_i^T X + X N_i < 0 \quad \forall i \in \{1, \dots, M\} \quad (4-42)$$

En s'appuyant sur l'équation (4.42), il est énoncer le théorème suivant:

Théorème 4.2 [Akhe 03a] : l'erreur d'estimation d'état entre le multimodèle à entrées inconnues (4.35) et le multiobservateur (4.37) converge asymptotiquement vers zéro, si toutes les paires (A_i, C) sont observables et si les conditions suivantes sont vérifiées $\forall i \in \{1, \dots, M\}$:

$$P R_i = 0 \quad (4-43-a)$$

$$P = I + E C \quad (4-43-b)$$

$$N_i = P A_i - K_i C \quad (4-43-c)$$

$$L_i = K_i - N_i E \quad (4-43-d)$$

$$G_{i1} = P B_i \quad (4-43-e)$$

$$G_{i2} = P D_i \quad (4-43-f)$$

où $P = I + E C$ et $X \in R^{n \times n}$ est une matrice symétrique définie positive.

En utilisant l'équation (4.43c), l'inégalité (4.43-a) devient :

$$(P A_i - K_i C)^T X + X (P A_i - K_i C) < 0 \quad (4-44)$$

L'inégalité (4.43) est non linéaire par rapport aux variables K_i et X . il est présenté, dans le paragraphe suivant, la démarche permettant de résoudre l'ensemble des contraintes (4.43).

4-5-4-a Méthode de résolution :

Des méthodes de résolution ont été proposées pour résoudre des inégalités matricielles non linéaires et en particulier bilinéaires [Chad 01]. La méthode que nous avons adoptée est basée sur un changement de variable.

La résolution des contraintes (4.43) s'effectue, comme indiqué précédemment en trois étapes.

1. Si la matrice CR est de plein rang ligne, la relation (4.43-b) détermine complètement la matrice E du multiobservateur. En notant la pseudo-inverse de (CR), on a :

$$(CR)^{(-)} = (CR)^T (CR(CR)^T)^{-1} \quad (4-45-a)$$

$$E = -R(CR)^{(-)} \quad (4-45-b)$$

On en déduit alors la valeur de la matrice P :

$$P = I - R(CR)^{(-)}C \quad (4-45-c)$$

2. Ensuite, la résolution des inégalités matricielles (4.43a) dans lesquelles on a remplacé les matrices Ni par leurs valeurs issues de (4.43c) s'écrivent :

$$(PA_i - K_i C)^T X + X(PA_i - K_i C) < 0 \quad \forall i \in \{1, \dots, M\} \quad (4-46-a)$$

Afin de linéariser ces inégalités, nous considérons le changement de variable suivant : $w_i = XK_i$ (4-46-b)

Les inégalités (4.39) peuvent alors être réécrites:

$$(PA_i)^T X + X(PA_i) - W_i C - C^T W_i^T < 0 \quad \forall i \in \{1, \dots, M\} \quad (4-46-c)$$

Ces dernières inégalités matricielles sont linéaires par rapport aux variables inconnues X et Wi. Par conséquent, des outils « LMI » peuvent être utilisés pour résoudre (4.46-c).

Ayant résolu ce problème et obtenu des solutions X et Wi vérifiant (4.46-c), on en déduit les gain Ki : $K_i = X^{-1}W_i$ (4-46-d)

3. Les matrices E, P, Ki ayant été déterminées, on en déduit les matrices d'état Ni et les gains Li, Gi1 et Gi2 :

$$N_i = PA_i - K_i C \quad (4-47-a)$$

$$L_i = K_i - N_i E \quad (4-47-b)$$

$$G_{i1} = PB_i \quad (4-47-c)$$

$$G_{i2} = PD_i \quad (4-47-d)$$

4-5-4-b Placement de pôles

Dans cette partie, on examine comment améliorer les performances du multiobservateur, notamment en ce qui concerne la vitesse de convergence vers zéro de l'erreur d'estimation d'état. La dynamique du multiobservateur est choisie de telle manière quelle soit plus rapide que celle du multimodèle.

Pour assurer une certaine dynamique de convergence de l'erreur d'estimation d'état, on définit dans le plan complexe la région S(α, β) comme l'intersection entre un disque, de centre (0, 0) et de rayon β, et du demi-plan gauche limite par une droite d'abscisse (-α).

Pour garantir que les valeurs propres de la matrice $\sum_{i=1}^M \mu_i(\xi(t))N_i$ appartiennent à la région $S(\alpha, \beta)$, la résolution de l'équation (4.46-c) de l'étape 2 de la démarche précédente est remplacée par la résolution des inégalités suivantes [Akhe 03a] :

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} -\beta P & PA_i^T X - C^T W_i^T \\ XPA_i - W_i C & -\beta P \end{bmatrix} < 0 \\ (PA_i)^T X + X(PA_i) - W_i C - C^T W_i^T + 2\alpha X < 0 \end{cases} \quad (4-48)$$

4-5-5 Estimation des entrées inconnues :

Plusieurs travaux ont été réalisés pour l'estimation des entrées inconnues dans le cadre des systèmes dynamiques linéaires [Maqu 94] et [Stot 01]. Edwards et Spurgeon ont proposé deux méthodes s'appuyant sur des observateurs à mode glissant, pour détecter et estimer les défauts de capteurs [Edwa 00]. Liu et Peng ont présenté, en utilisant un observateur de Luenberger, l'estimation des états inconnus d'un système dynamique linéaire soumis à des perturbations. L'algorithme d'estimation de ces perturbations est basé sur l'inverse de la dynamique du système [Liu 02].

Il est démontré précédemment que la convergence de l'observateur (4.37) du système (4.35) est garantie si les conditions (4.40) sont vérifiées et les paires (A_i, C) sont observables. En régime permanent, l'erreur d'estimation d'état tend vers zéro ; en remplaçant $x(t)$ par $\hat{x}(t)$ dans l'équation (4.35) nous obtenons :

$$\begin{cases} \hat{x}(t) = \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t)) (A_i \hat{x}(t) + B_i u(t) + R \hat{u}(t) + D_i) \\ \hat{y}(t) = C \hat{x}(t) \end{cases} \quad (4-49)$$

Remarquons que dans l'équation (4.45) la seule variable inconnue est bien la variable $\hat{u}(t)$ qui représente une estimation de l'entrée inconnue, l'équation peut être réécrite de la manière suivante :

$$\begin{pmatrix} \hat{x}(t) \\ \hat{y}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t)) (A_i \hat{x}(t) + B_i u(t) + R \hat{u}(t) + D_i) \\ C \hat{x}(t) \end{pmatrix} + W \hat{u}(t) \quad (4-50)$$

$$\text{où : } K = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t)) R_i \\ 0 \end{pmatrix} \quad (4-51)$$

Sous l'hypothèse que cette matrice que est appelé K soit de plein rang colonne, alors on est ramené à un système d'équation linéaire en $\hat{u}(t)$ qui est équivalent à un problème d'optimisation linéaire qu'on sait résoudre avec la méthode des moindres carrés.

La solution numérique de ce problème est basée sur le calcul de la pseudo inverse de la matrice K . Enfin l'expression de l'estimation de l'entrée inconnue est donnée par l'équation suivante :

$$\hat{u}(t) = (K^T K)^{-1} K^T \left(\begin{array}{c} \dot{\hat{x}}(t) - \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t)) (A_i \hat{x}(t) + B_i u(t) + R_i \hat{u}(t) + D_i) \\ y(t) - C \hat{x}(t) \end{array} \right) \quad (4-52)$$

On peut simplifier l'équation 4-52 par :

$$\hat{u}(t) = (k_1^T k_1)^{-1} k_1^T \left(\dot{\hat{x}}(t) - \sum_{i=1}^M \mu_i(z(t)) (A_i \hat{x}(t) + B_i u(t) + R_i \hat{u}(t) + D_i) \right)$$

Où : $K_1 = \left(\sum_{i=1}^M \mu_i(z(t)) R_i \right)$

4-6 Détection des pannes par banc d'observateur

Dixon [Dixo 04] a proposé une procédure de détection et d'identification de défauts en utilisant un banc d'observateurs pour un système électromécanique. Zolghadri et al [Zolg 96] ont développé un générateur de résidus, en utilisant un banc d'observateurs pour la détection et la localisation de défauts, sur une installation hydraulique en tenant compte des non linéarités du système. Tan et al [Tan 02] ont proposé une méthode de détection et de reconstruction de défauts de capteurs en utilisant un observateur à mode glissant.

Les différentes structures de banc d'observateurs présentées ici sont valables pour les structures de banc de multiobservateurs.

4-6-1 Détection par observateur unique :

La détection consiste à estimer complètement le vecteur de sortie $y(t)$ à l'aide d'un seul observateur piloté par une seule mesure, voir figure (4-3).

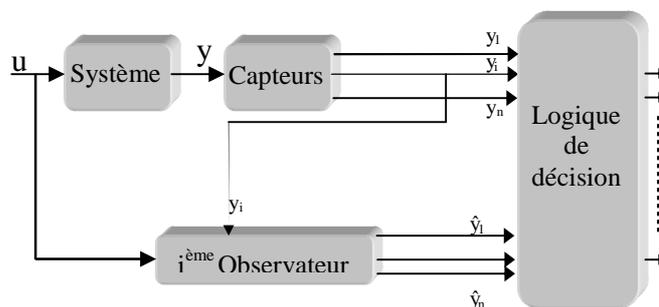


Figure 4-3 Détection par observateur unique

4-6-2 Détection par un banc d'observateurs

Cette fois, on suppose que le vecteur d'état est complètement observable et on reconstruit autant de sorties qu'il y a de mesures. Le nombre d'observateurs est donc égal aux nombres de sorties mesurés, voir figure (4-4).

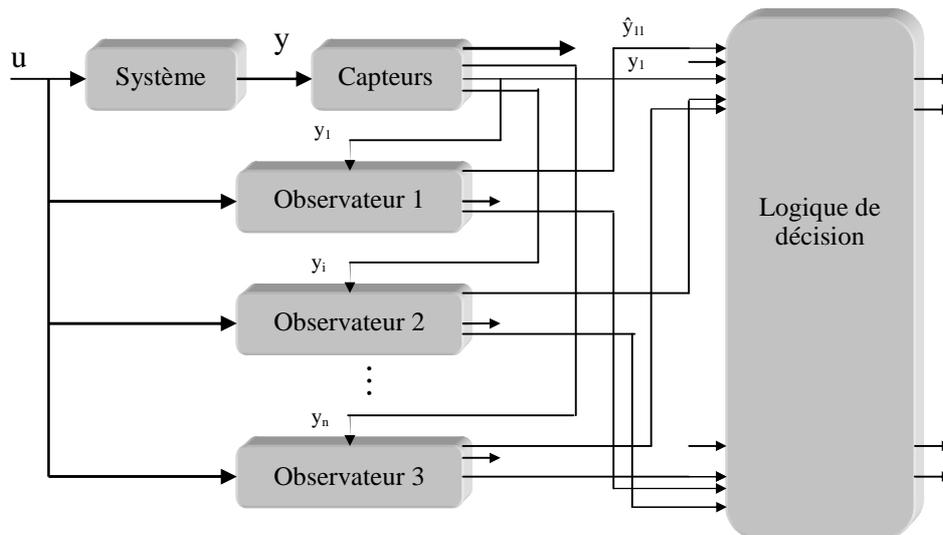


Figure 4-4 Détection par banc d'observateur

4-6-3 Détection par observateur généralisé

Le nombre d'observateurs utilisés est égal au nombre de combinaisons possibles de mesures, voir la figure (4-5). Chaque observateur d'état peut être piloté par différentes sorties, ce qui augmente le nombre de degrés de libertés de la détection de défauts.

Exemple : Dans un souci de clarté, il est présenté un exemple ayant deux sorties y_1 et y_2 , le nombre de combinaisons égal à $2^2 - 1 = 3$.

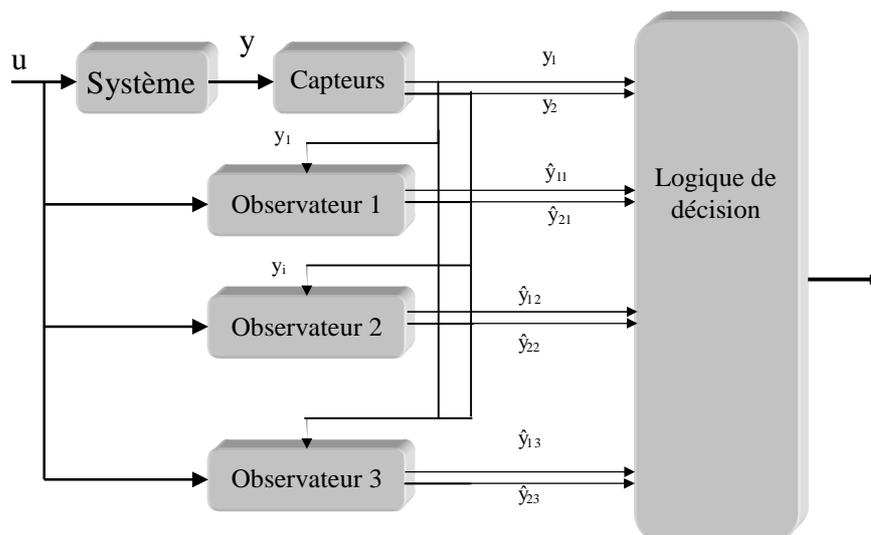


Figure 4-5 Détection par observateur généralisé

4-6-4 Détection de défauts actionneurs

Afin de pouvoir détecter et localiser les défauts d'actionneurs, nous pouvons utiliser des observateurs à entrées inconnues.

Un banc de multiobservateurs à entrées inconnues reconstruit le vecteur de sortie et le vecteur d'état par autant de multiobservateurs qu'il y a d'entrées. Le $i^{\text{ème}}$ multiobservateur est piloté par toutes les sorties et toutes les entrées excepté la $i^{\text{ème}}$ (u_i), voir la figure (4-6).. La détection et la localisation de défaut du $i^{\text{ème}}$ actionneur sont effectuées en considérant l'entrée u_i comme étant une entrée inconnue au système

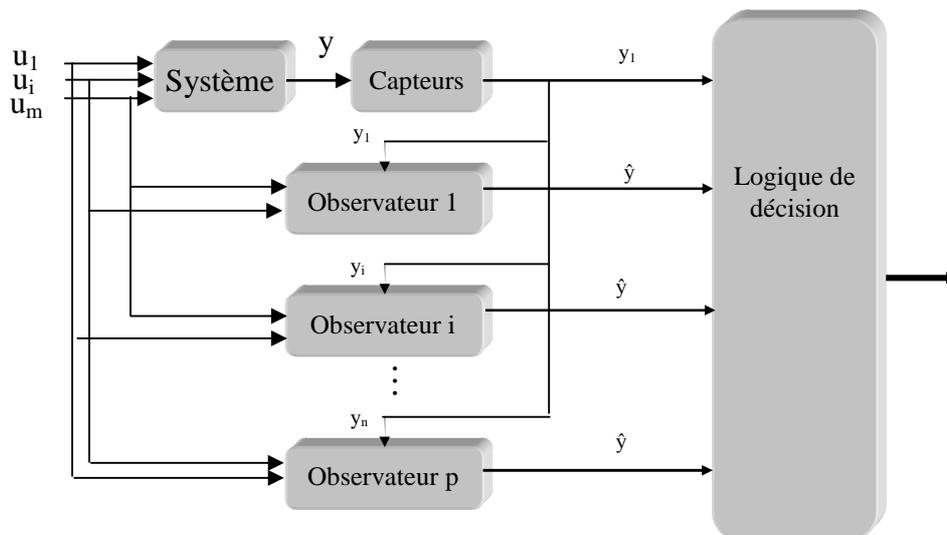


Figure 4-6 Détection par observateur à entrée inconnue

4-7 Conclusion :

Tout au long de ce chapitre, nous avons présenté deux techniques de détection des pannes capteurs qui sont :

- L'approche par espace de parité.
- L'approche par observateurs.

On a étudié ces deux approches pour les représentations mono modèle, ainsi que leur extension pour les représentations multi modèles.

On a utilisé les techniques de l'espace de parité robuste et celle des observateurs à entrées inconnus, et ce pour la détection des pannes actionneur.

Enfin, on a explicité les techniques de banc d'observateur pour la détection et la localisation des pannes.

L'application de ces deux approches est faite sur le modèle représentant le moteur Diesel a rampe commune, ainsi l'ensemble capteur et actionneur du ce système sont soumis a différents défauts et la simulation est présentée dans la 5^{ème} chapitre.

Chapitre 5

Simulations et détections des pannes

5-1 Introduction :

Dans ce chapitre on utilise les résultats de la modélisation du système sous forme multi modèles couplés représentés à la fin de chapitre 3, pour la génération des résidus dans l'espace de parité est ce par la formation des équations d'auto redondance.

Les résultats obtenus sont comparés par l'utilisation d'une autre technique en l'occurrence le banc d'observateurs.

Les pannes considérées pour la simulation sont :

- Panne capteur de vitesse du véhicule.
Cette panne à une incidence directe sur l'état réelle du régime moteur en conséquence le calculateur aura à compenser un manque ou un excès de gasoil (par l'action sur les injecteurs et ce à cause des défauts sur l'ensemble circuit et capteur).
- Panne capteur de pression du collecteur d'admission.
Cette panne est due à la dérive de la résistance du capteur ou au mauvais contact du câble de liaison. Cette panne perturbe le régime moteur en outre il apparaît une indication erroné ce qui implique une modification de la réponse du le régulateur de la rampe commune.
- Panne sur « EGR », la vanne est coincée position de fermeture
Quand la vanne « EGR » est coincée en position de fermeture, aucun flux de gaz ne peut passer à travers la vanne « EGR », ce qui implique une augmentation de la température dans la chambre de combustion et une diminution de la puissance du moteur, aussi il est à souligner une augmentation de la pollution du moteur.
- Panne d'injecteur. Elle est surtout dû à une panne de l'électrovanne de l'injecteur ou sur la partie mécanique de l'injecteur lui-même, cette panne influe sur le régime moteur surtout au ralenti, elle diminue la puissance du moteur et crée une vibration du moteur ainsi une fumée blanche se dégage de l'échappement.

Remarque :

Dans cette étude en simulation l'on considère cinq sorties du système :

P_{c_ad} , P_{c_ec} , T_{c_ad} , T_{c_ec} , n , représentant respectivement les pressions du collecteur d'admissions et de l'échappement et les températures d'admission et d'échappement ainsi que la vitesse de moteur.

Concernant la structure du banc d'observateurs celui ci se compose de cinq observateurs chacun à une entrée autre que l'entré du système qui est la sortie du capteur qui doit être sensible.

5-2 détection des pannes capteur par l'espace de parité :

On utilise le multimodèle de type 4-26 formé par les matrices représentées dans le paragraphe 3-7, ainsi que la formation matricielle 4-27 pour la génération des résidus, enfin les sorties du système sont obtenus par simulation.

On calcule le vecteur de parité orthogonale à la matrice H_0 est on utilise la formule 4-13 pour la génération des résidus. Dans le cas de fonctionnement normal (absence de défauts) nous obtenons les figures 5-1, 5-2, aussi en présence de défauts capteur on a les figures, 5-3 à 5-4.

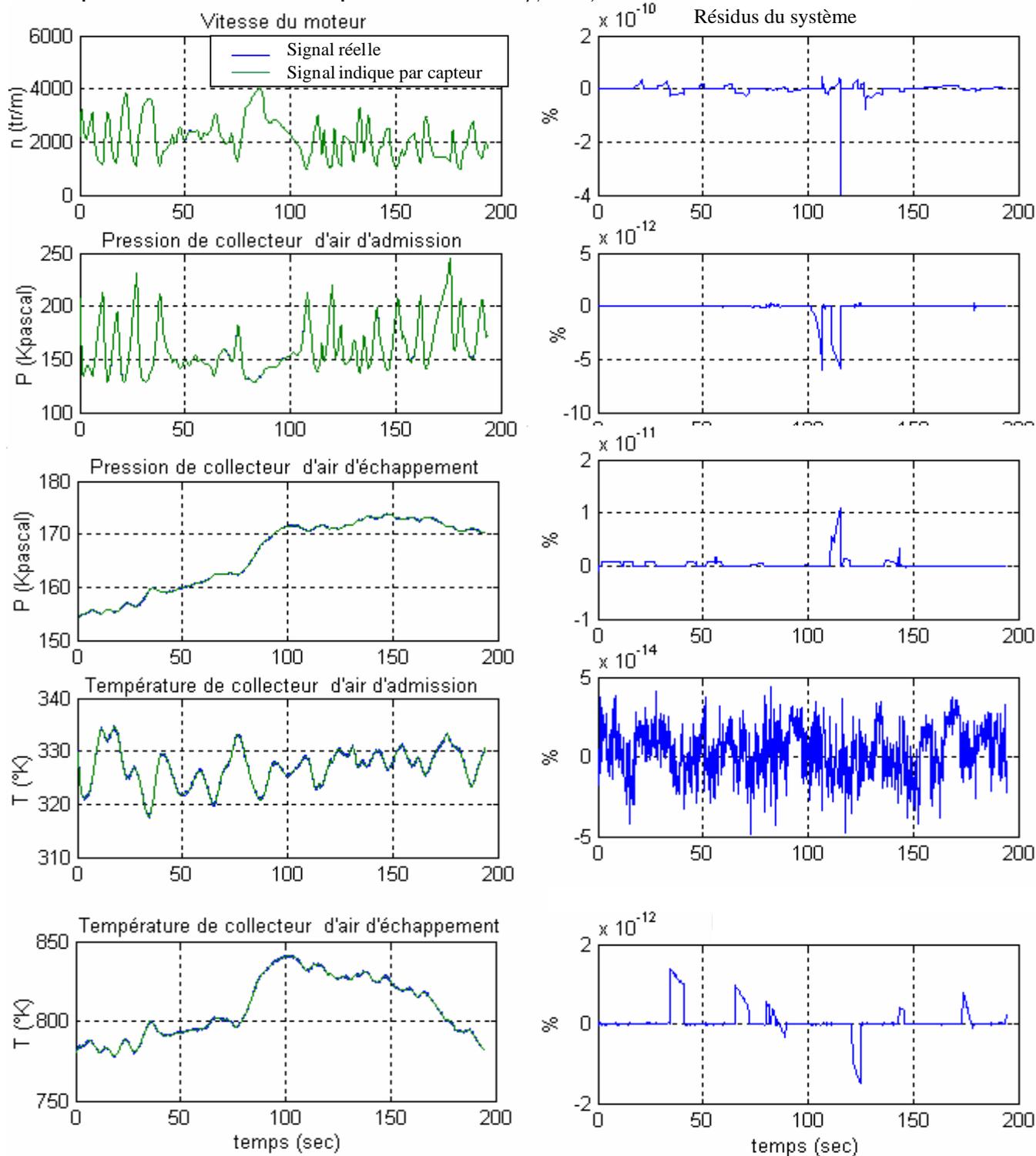


Figure 5-1 Signaux des sorties réelles du système et des sorties du capteur ainsi que les résidus générés par les équations d'auto redondance de l'espace de parité en absence de bruit de mesure

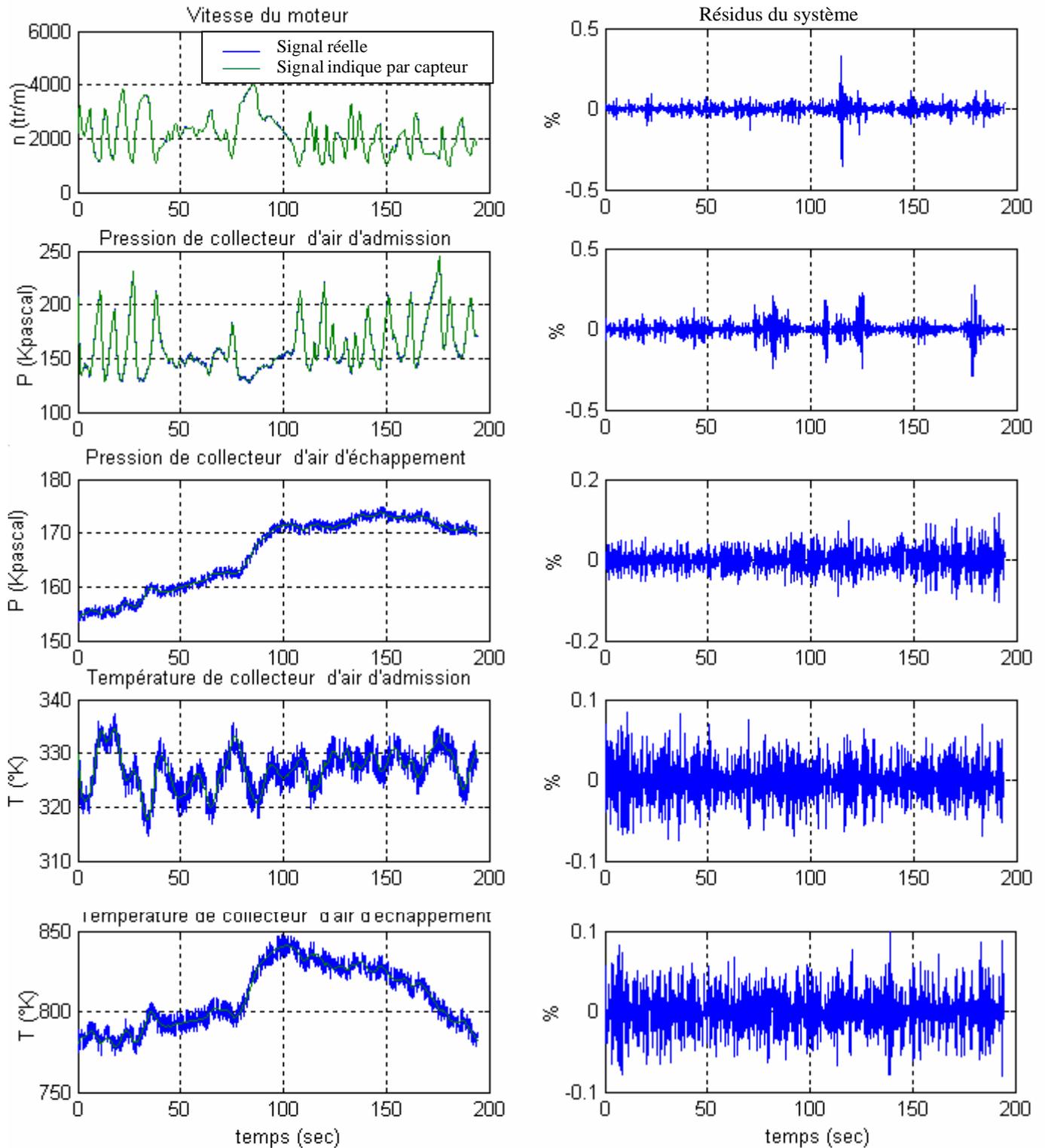


Figure 5-2 Signaux des sorties réelles du système et des sorties du capteur ainsi que les résidus générés par les équations d'auto redondance de l'espace de parité en présence de bruit de mesure

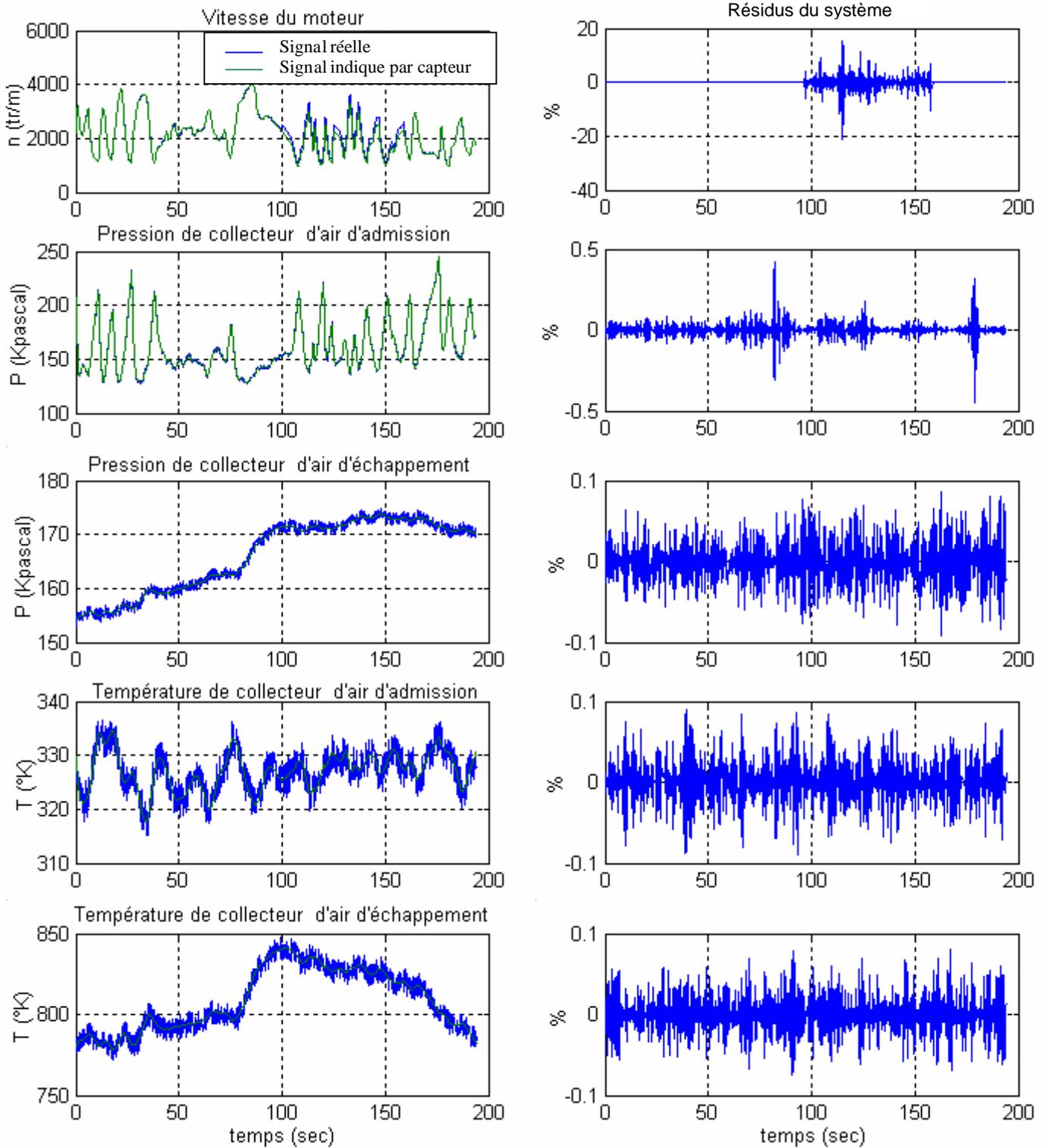


Figure 5-3 Signaux des sorties réelles du système et des sorties du capteur ainsi que les résidus générés par les équations d'auto redondance de l'espace de parité cas panne capteur de vitesse

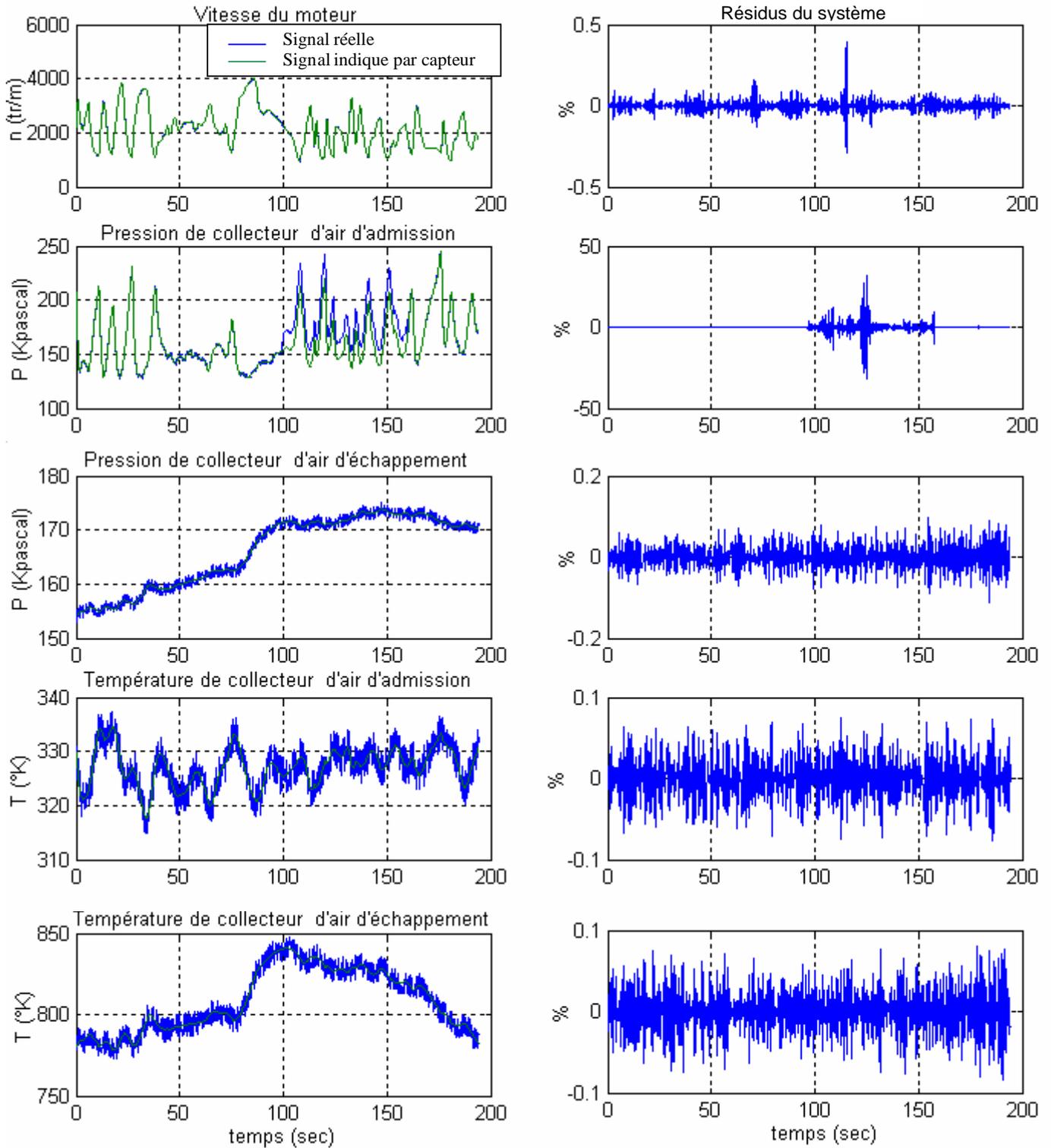


Figure 5-4 Signaux des sorties réelles du système et des sorties du capteur ainsi que les résidus générés par les équations d'auto redondance de l'espace de parité cas panne capteur de pression de collecteur d'admission

Les résidus générés en cas de fonctionnement normal du système (absence des pannes) sont parfaitement nuls dans le cas idéal voir la figure 5-1, en présence de bruit de mesure les résidus prendront des valeurs proche de zéro et sont généralement très inférieur au seuil de détection.

La valeur des résidus varie entre des valeurs négatives et d'autres positives et ce à cause du signe du vecteur de parité ainsi que du bruit de mesure.

Cas de simulation de panne de type biais additif, seul le résidu correspondant au capteur défaillant admet une valeur supérieure au seuil de détection voir figure 5-3 panne capteur de vitesse et 5-4 panne capteur de pression .En cas de panne capteur de vitesse à l'instant $t=95\text{sec}$ la valeur du résidu associé devienne importante par rapport au seuil de détection est cela jusqu'à l'instant $t=160\text{sec}$ où nous aurons la disparition de la panne ainsi la valeur du résidu devienne négligeable par rapport au seuil de détection.

En cas de panne capteur de pression nous pouvons voir la variation du résidu associé.

L'application de l'équation d'auto redondance pour le diagnostic des pannes rend la localisation parfaite des capteurs défectueux.

5-3 détections des pannes capteur par l'espace de parité :

Pour la détection de pannes actionneur on utilise l'espace de parité robuste aux entrées inconnues afin de générer les résidus voir figure 5-5 jusqu'à figure 5-20.

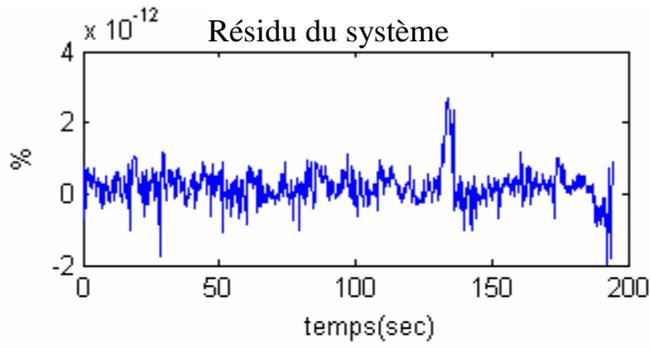


Figure 5-5 Résidu insensible au 1^{er} entrée du système

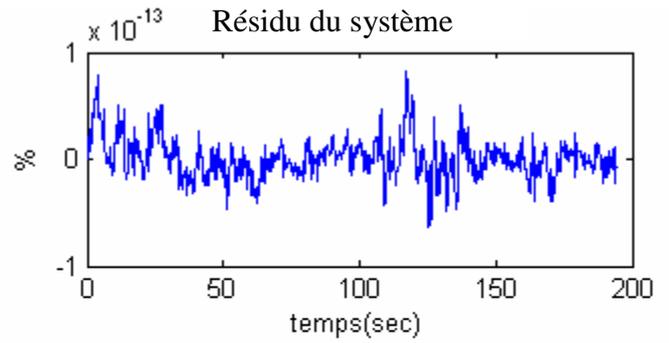


Figure 5-6 Résidu insensible au 2^{ième} entrée du système

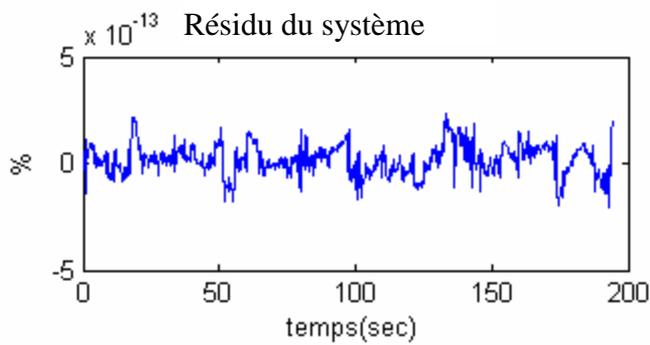


Figure 5-7 Résidu insensible au 3^{ième} entrée du système

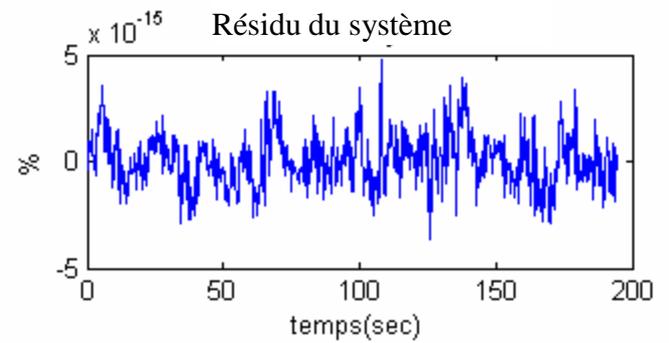


Figure 5-8 Résidu insensible au 4^{ième} entrée du système

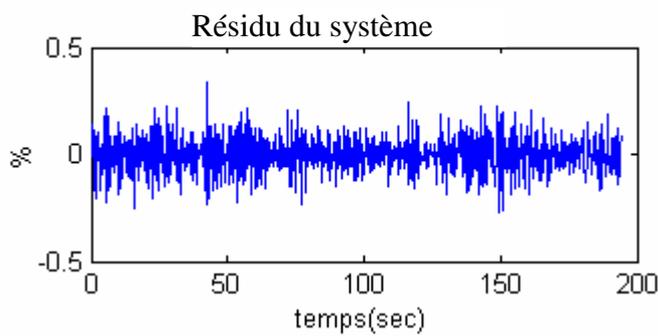


Figure 5-9 Résidu insensible au 1^{er} entrée du système on présence du bruit

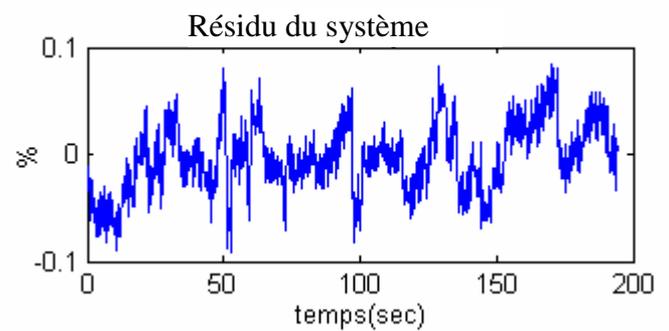


Figure 5-10 Résidu insensible au 2^{ième} entrée du système on présence du bruit

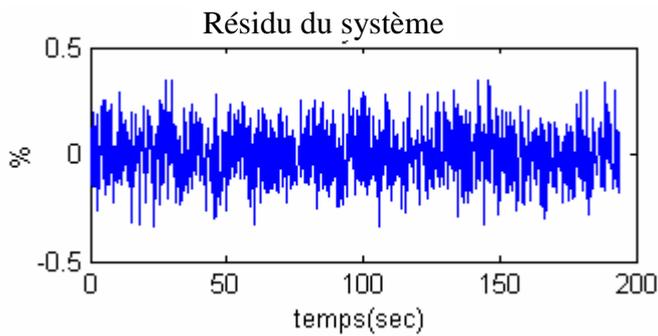


Figure 5-11 Résidu insensible au 3^{ième} entrée du système on présence du bruit

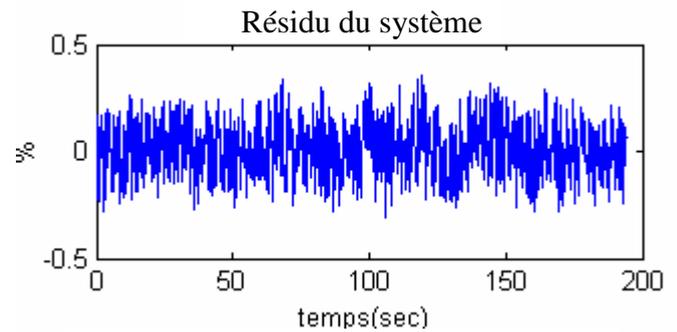


Figure 5-12 Résidu insensible au 4^{ième} entrée du système on présence du bruit

Les cas de fonctionnement normal du système, on peut faire la même remarque comme dans le cas précédent voir figure 5-5 à 5-12.

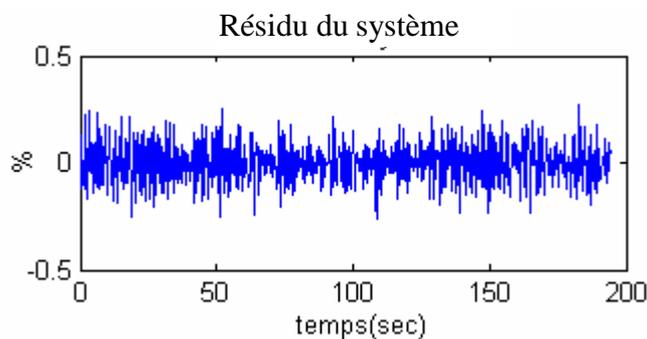


Figure 5-13 Résidu insensible au 1^{er} entrée du système on présence du bruit et panne de 1^{er} actionneur

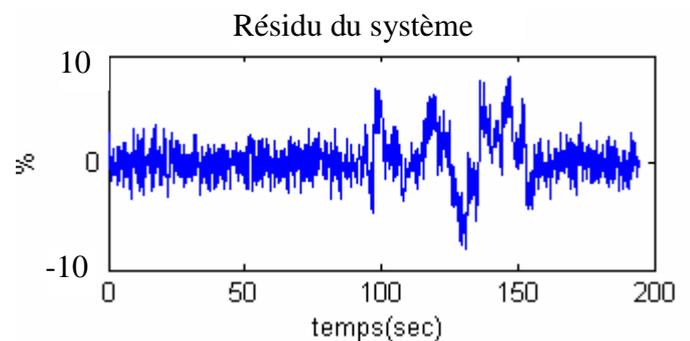


Figure 5-14 Résidu insensible au 2^{ième} entrée du système on présence du bruit et panne de 1^{er} actionneur

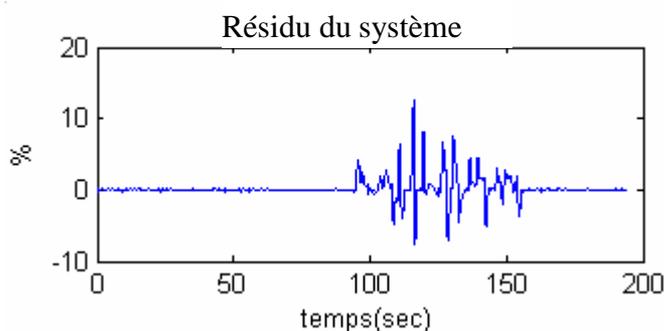


Figure 5-15 Résidu insensible au 3^{ième} entrée du système on présence du bruit et panne de 1^{er} actionneur

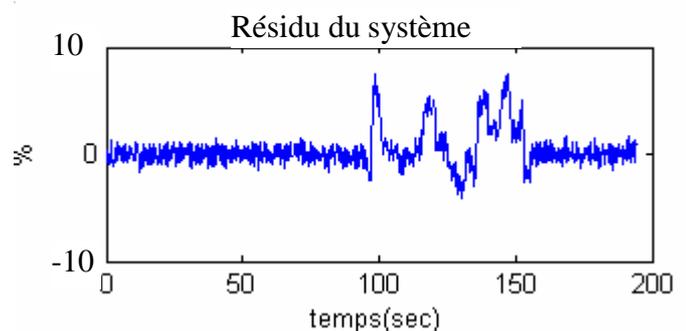


Figure 5-16 Résidu insensible au 4^{ième} entrée du système on présence du bruit et panne de 1^{er} actionneur

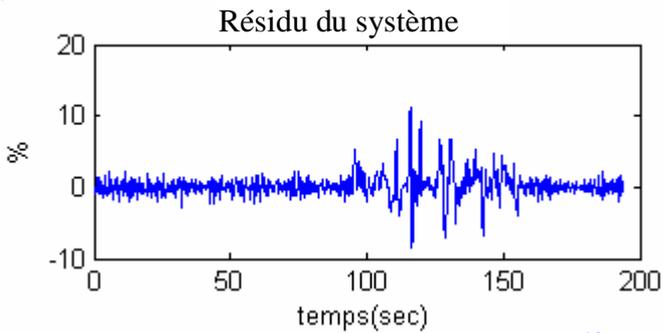


Figure 5-17 Résidu insensible au 1^{ère} entrée du système en présence du bruit et panne de 2^{ème} actionneur

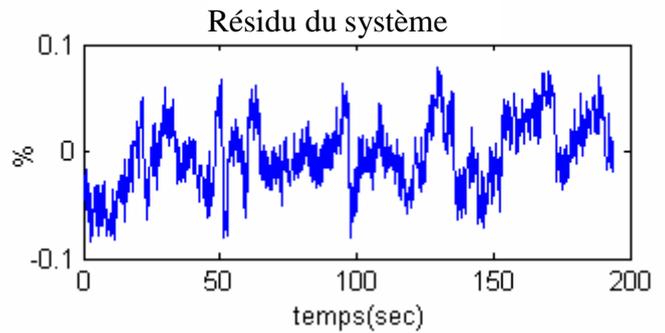


Figure 5-18 Résidu insensible au 2^{ème} entrée du système en présence du bruit et panne de 2^{ème} actionneur

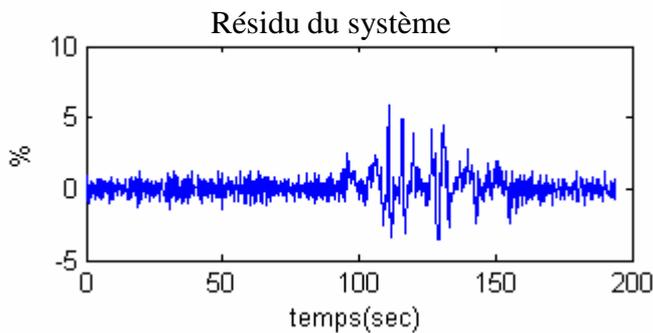


Figure 5-19 Résidu insensible au 3^{ème} entrée du système en présence du bruit et panne de 2^{ème} actionneur

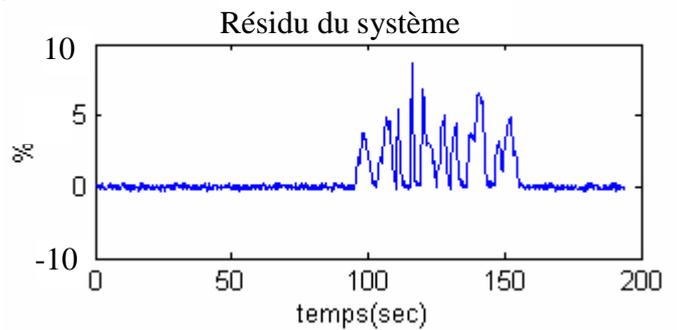


Figure 5-20 Résidu insensible au 4^{ème} entrée du système en présence du bruit et panne de 2^{ème} actionneur

Les résidus générés par la relation de parité reste insensibles aux pannes actionneur correspondant à l'entrée inconnu.

Dans le cas de panne de l'électrovanne « egr » seul le résidu correspondant à l'entrée « Xegr » reste nul les autres résidus prennent des valeurs supérieures aux seuil de détection, voir figure 5-13 à 5-16. L'effet de cette panne est que le mélange d'air chaud d'échappement n'entre pas dans le collecteur d'admission, il en résulte l'augmentation de la température de combustion ainsi que les émissions polluantes de No et Nox. En outre nous aurons une diminution du régime moteur et l'augmentation de la consommation de gasoil.

En cas de panne de l'injecteur le résidu associé à cette panne reste nul voir figure 5-17. Les autres résidus associés aux autres capteurs peuvent prendre des valeur non nul, voir figure 5-18 à 5-20.

Dans le cas de panne actionneur où nous aurons plusieurs actionneurs en pannes il est difficile d'isoler l'actionneur défaillant.

5-4 Détections des pannes capteur par banc d'observateur:

Concernant la structure du banc d'observateurs celui ci se compose de cinq observateurs. Les figures 5-20 à 5-21 représentant les sorties de 5 observateurs avec les sorties du système ainsi que les résidus générés en état de fonctionnement normal du système.

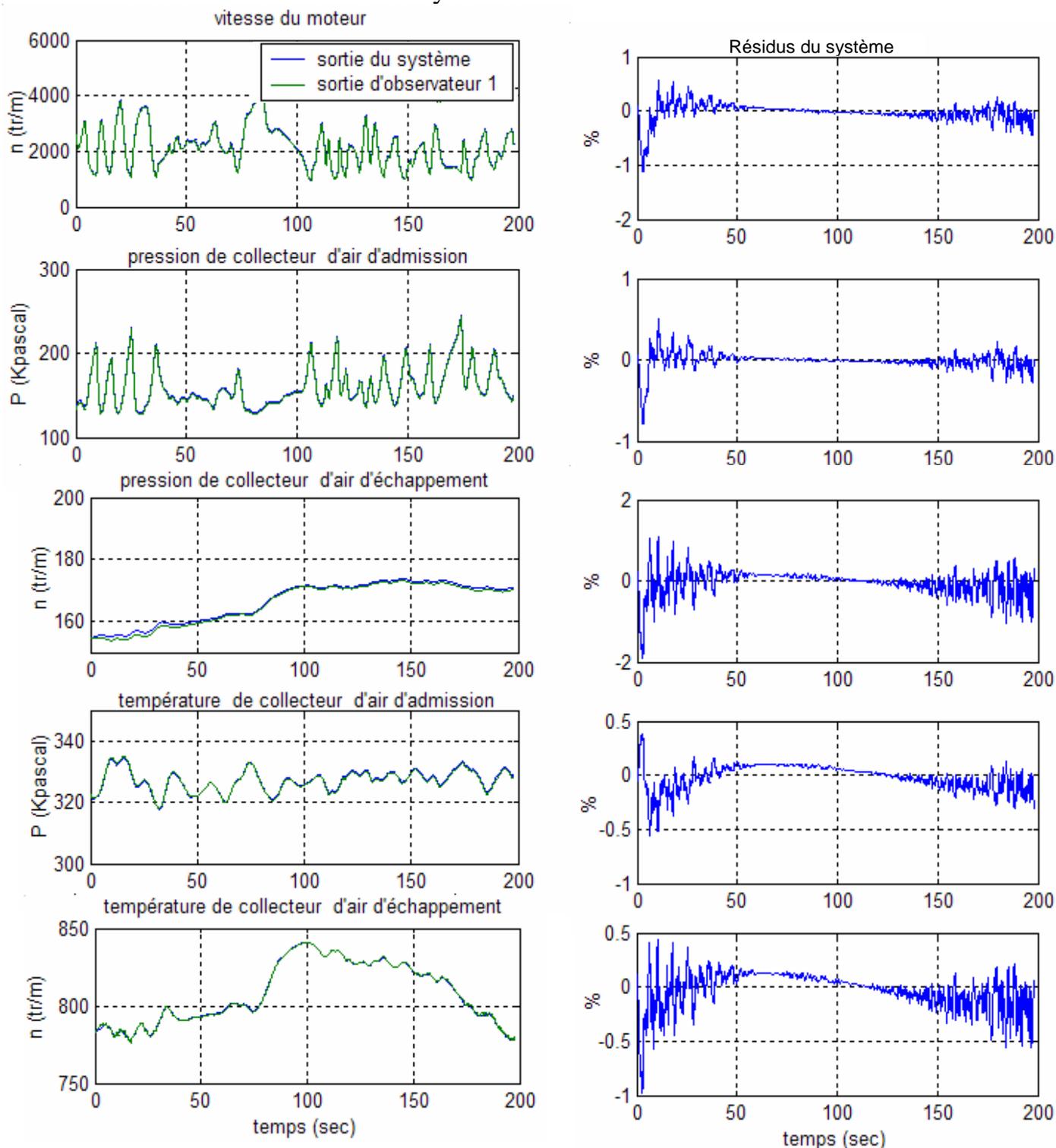


Figure 5-21 Signaux des sorties du 1^{er} observateur en absence des pannes

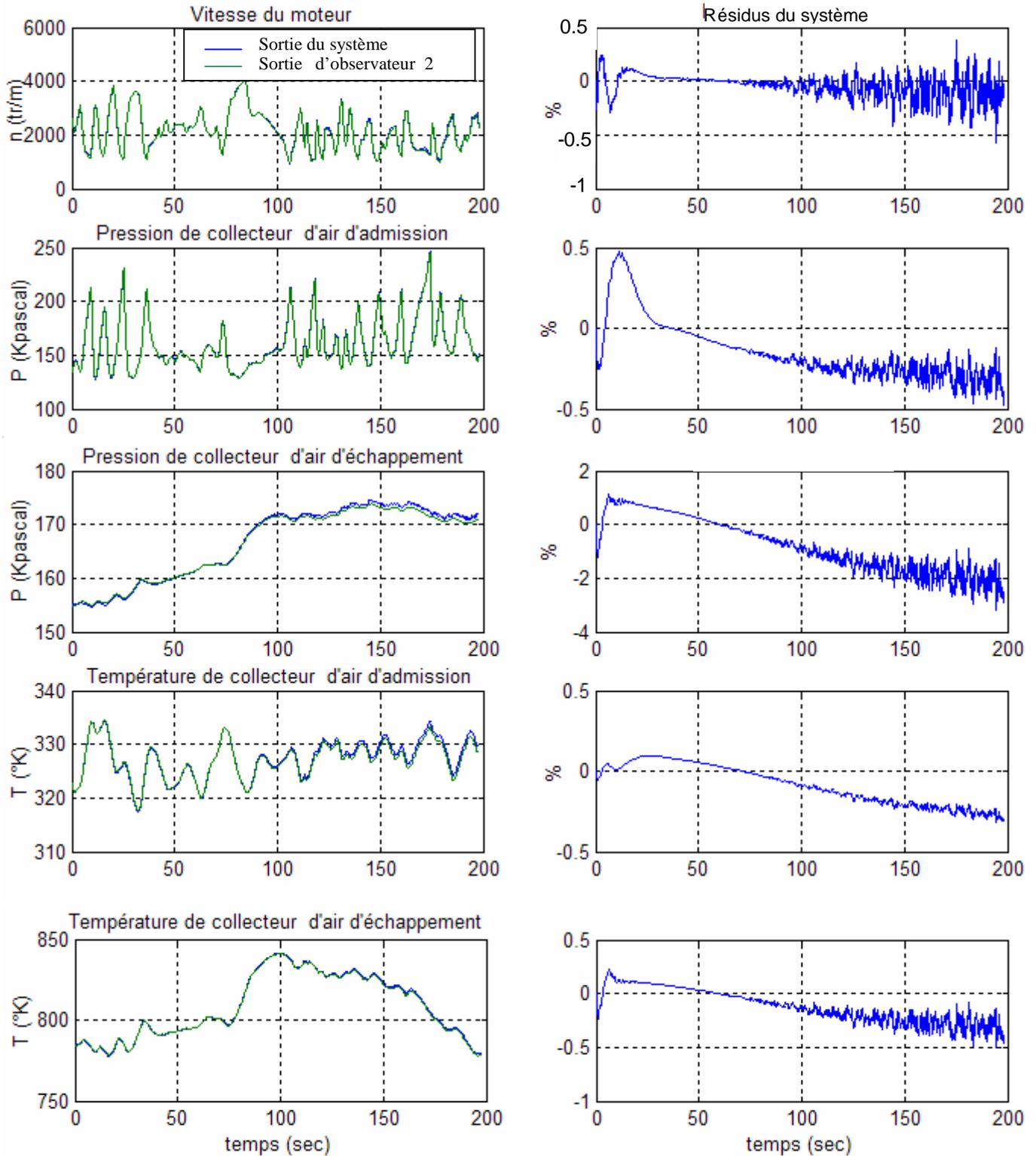


Figure 5-22 Signaux des sorties du 2^{ème} observateur en absence des pannes

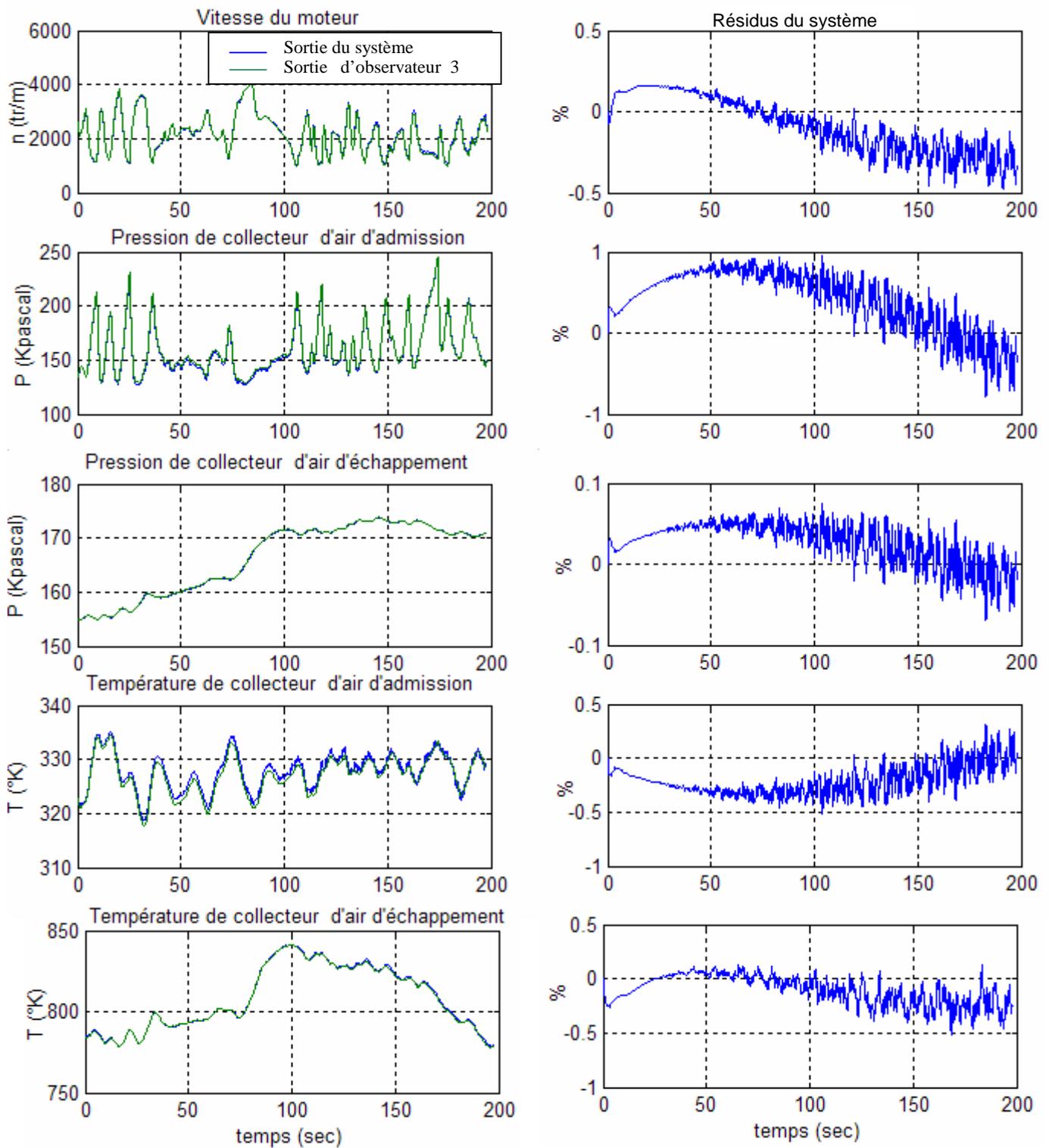


Figure 5-23 Signaux des sorties du 3^{ème} observateur en absence des pannes

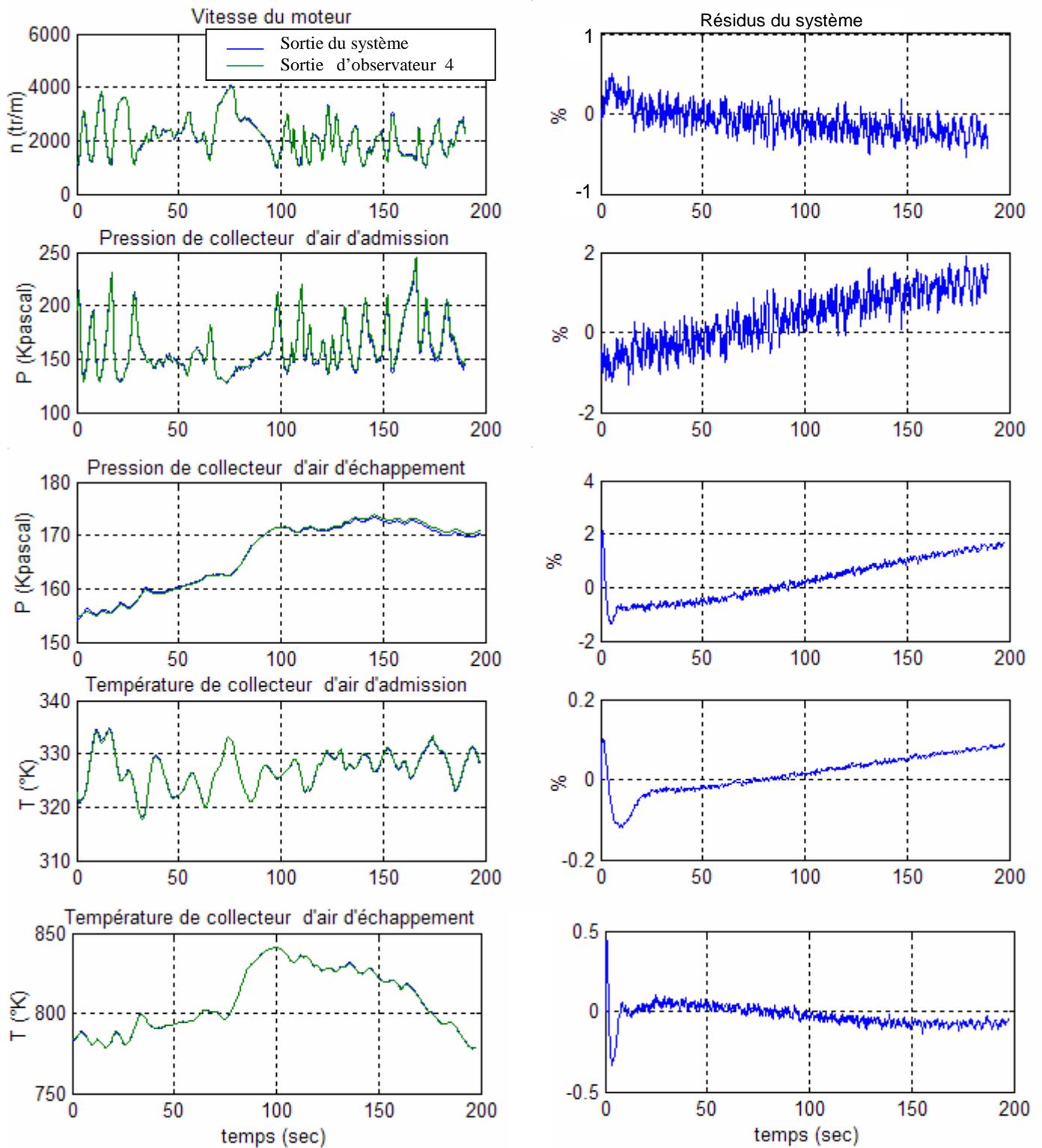


Figure 5-24 Signaux des sorties du 4^{ième} observateur en absence des pannes

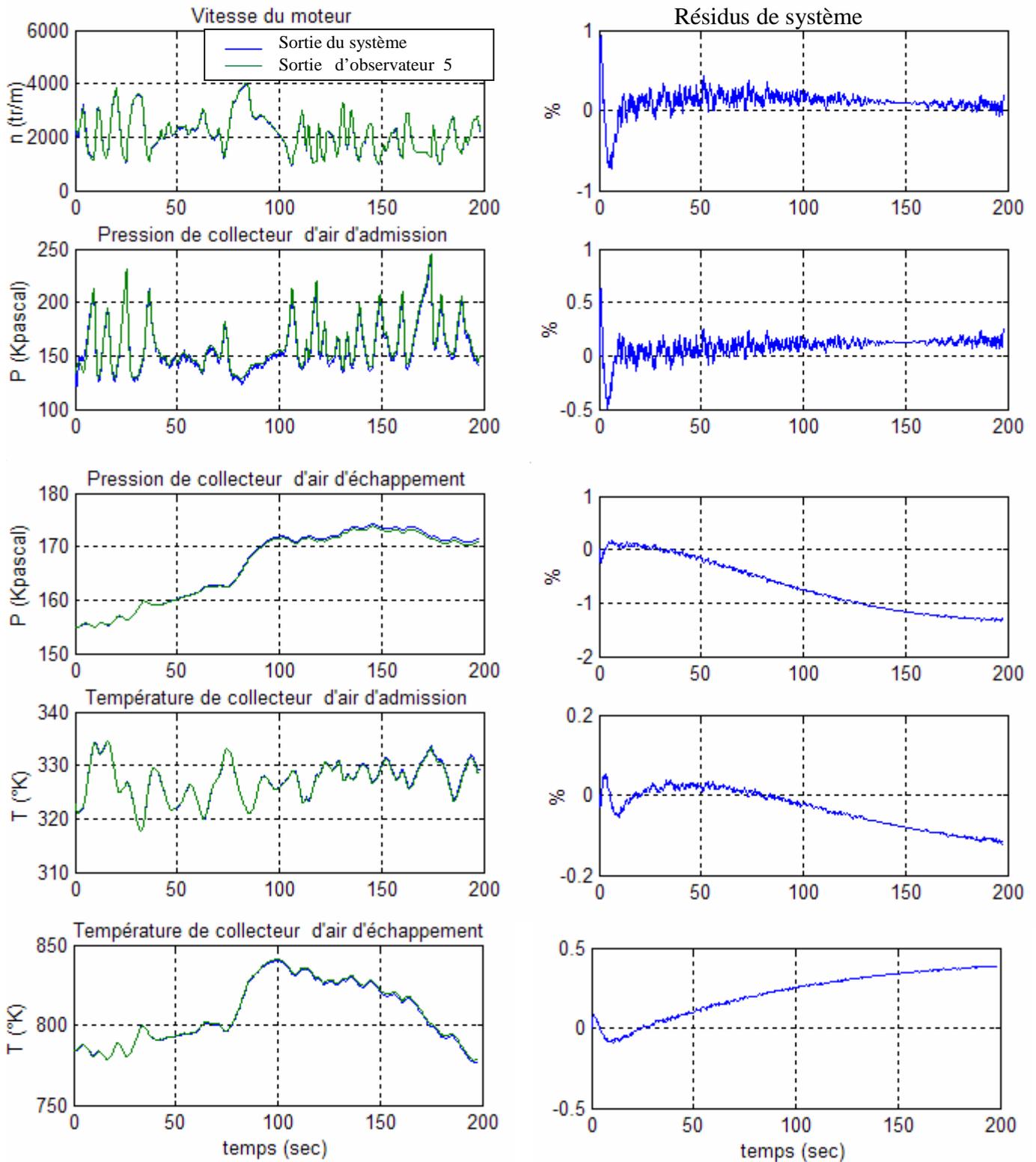


Figure 5-25 Signaux des sorties du 5^{ème} observateur en absence des pannes

L'erreur de reconstruction des sorties ne dépasse pas les 2% par rapport à la mesure du capteur associé, donc elle est inférieure au seuil de détection qui est de 5%, on conclut que tout les sorties de l'observateur sont acceptables.

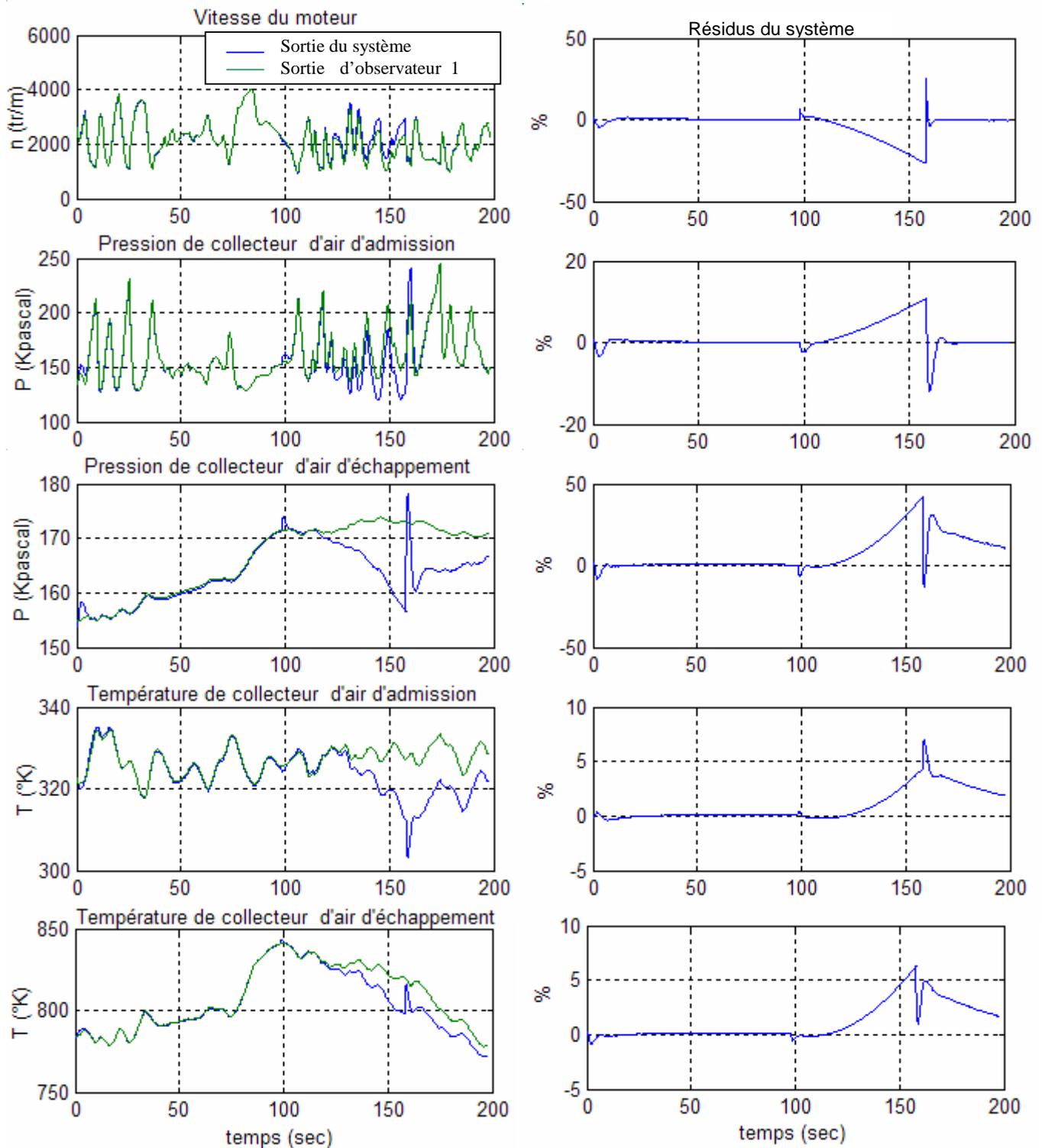


Figure 5-26 Signaux des sorties du 1^{er} observateur pour une panne du capteur de vitesse

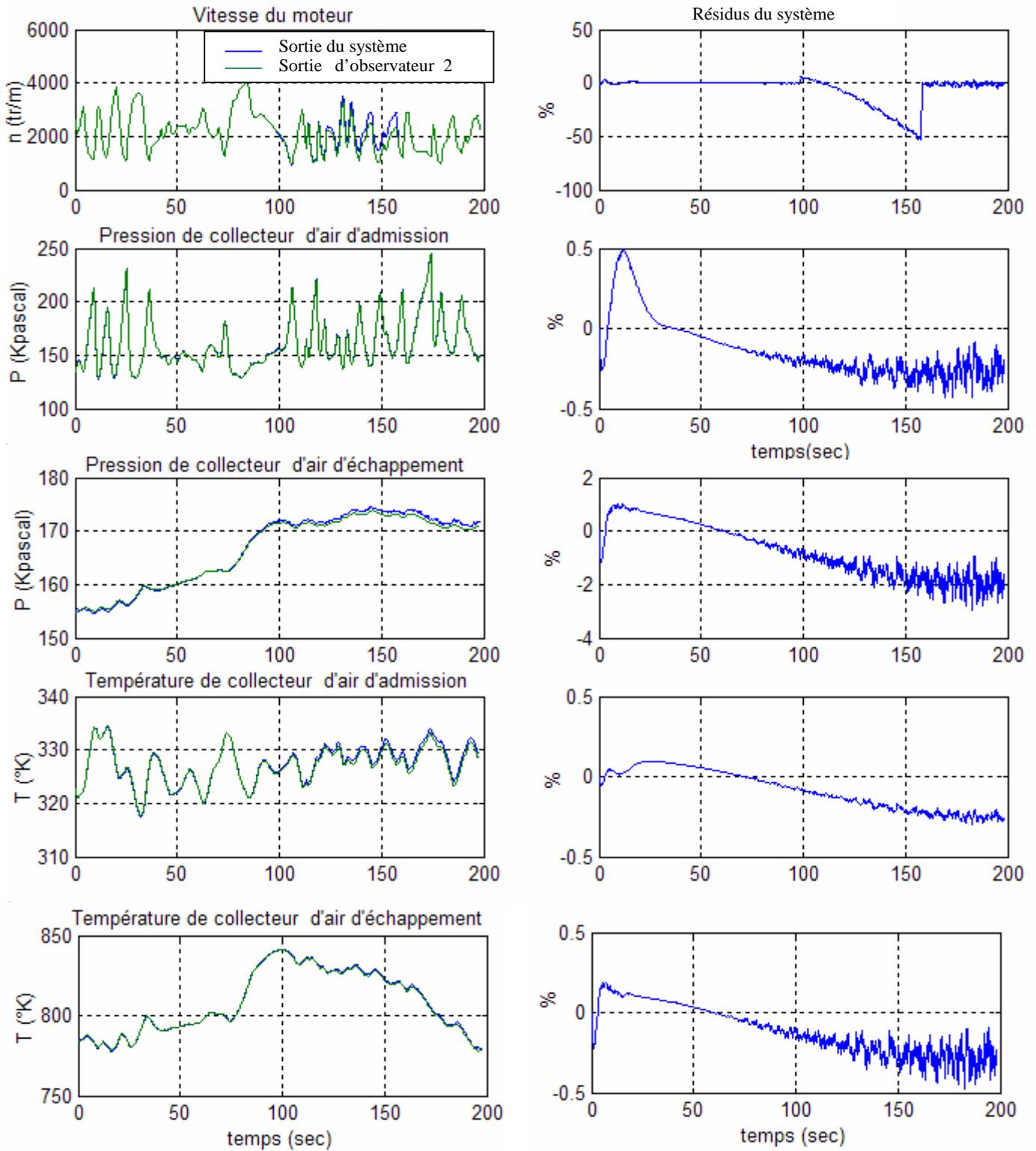


Figure 5-27 Signaux des sorties du 2^{ème} observateur pour une panne du capteur de vitesse

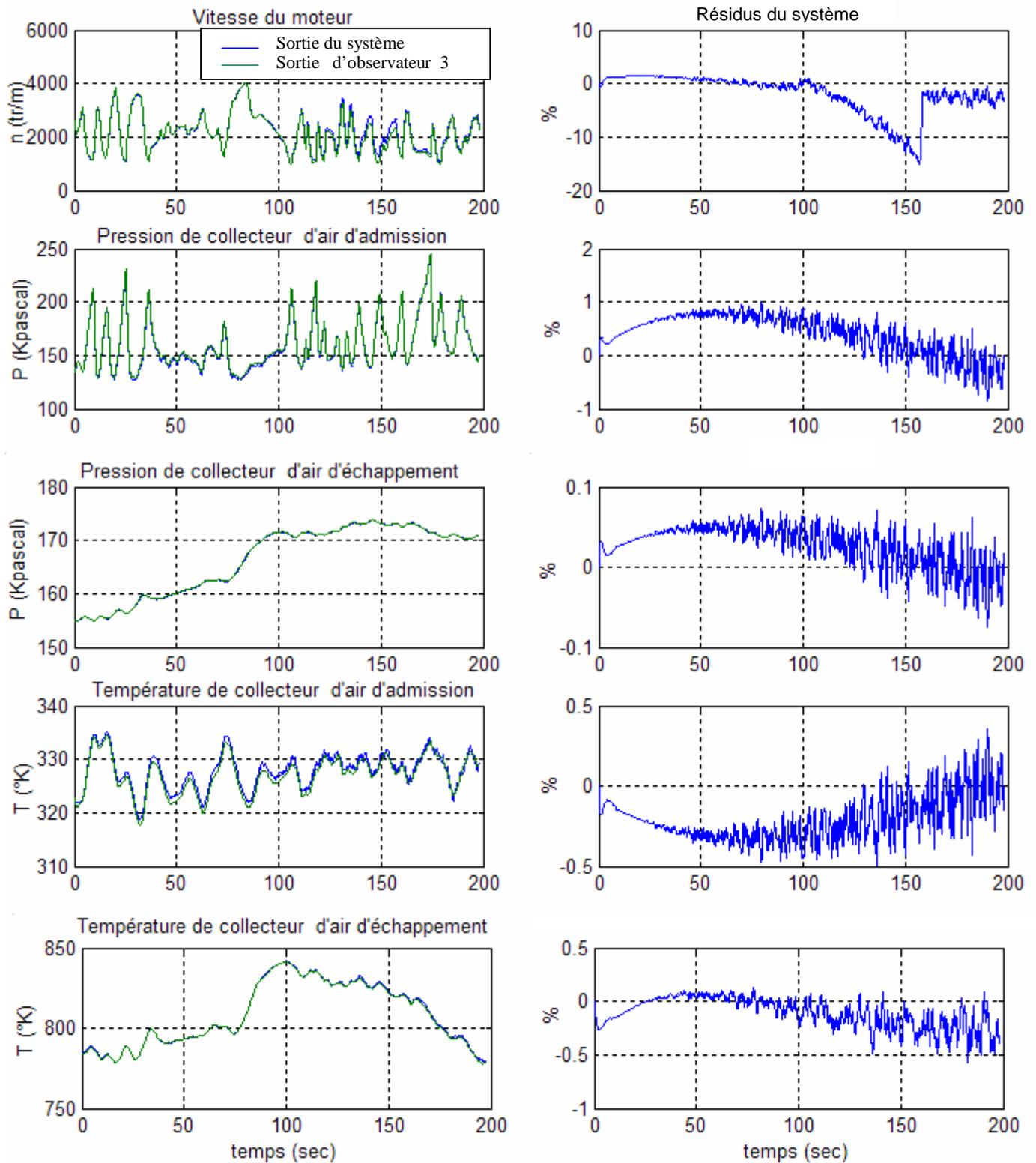


Figure 5-28 Signaux des sorties du 3^{ème} observateur pour une panne du capteur de vitesse

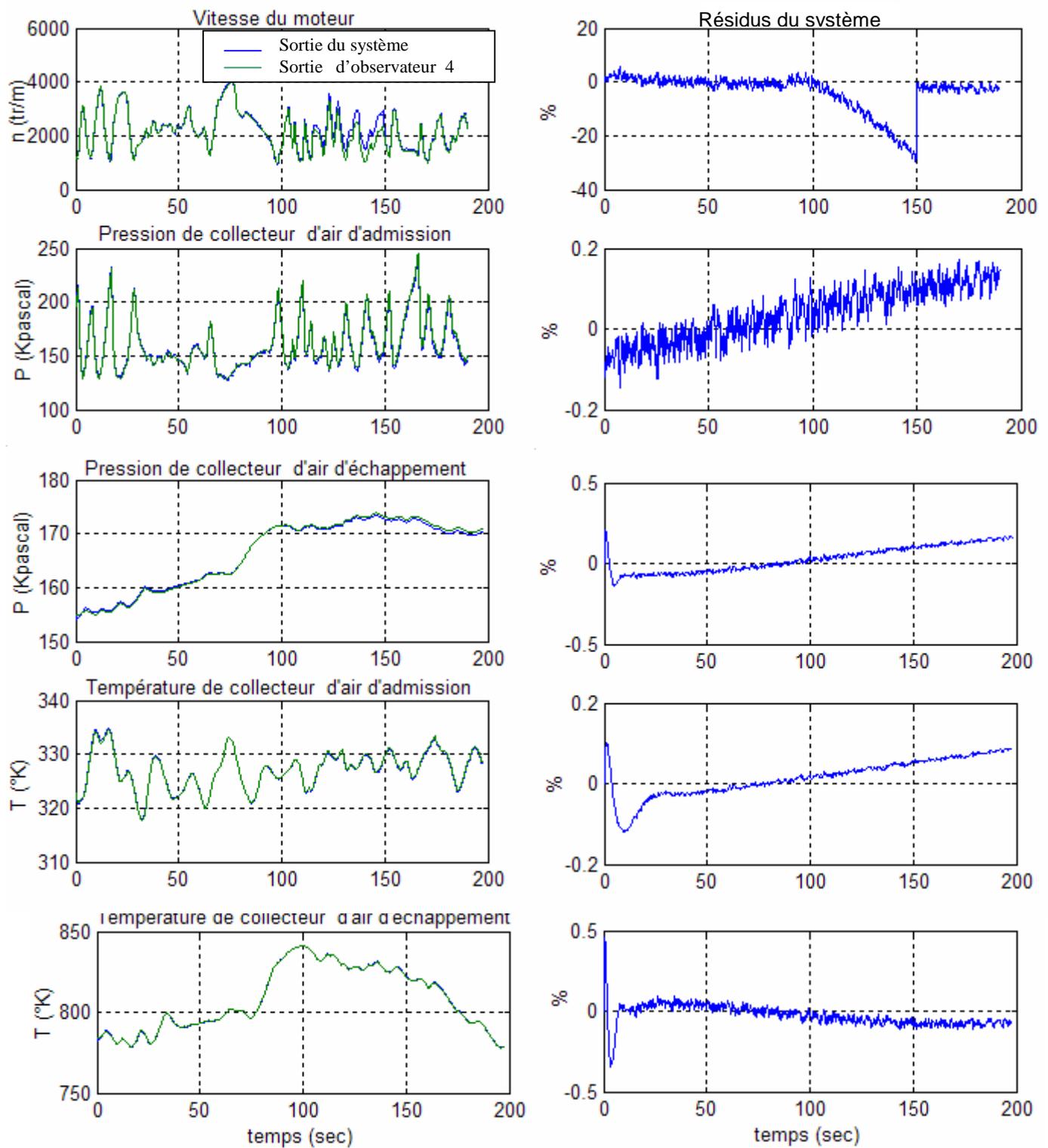


Figure 5-29 Signaux des sorties du 4^{ème} observateur pour une panne du capteur de vitesse

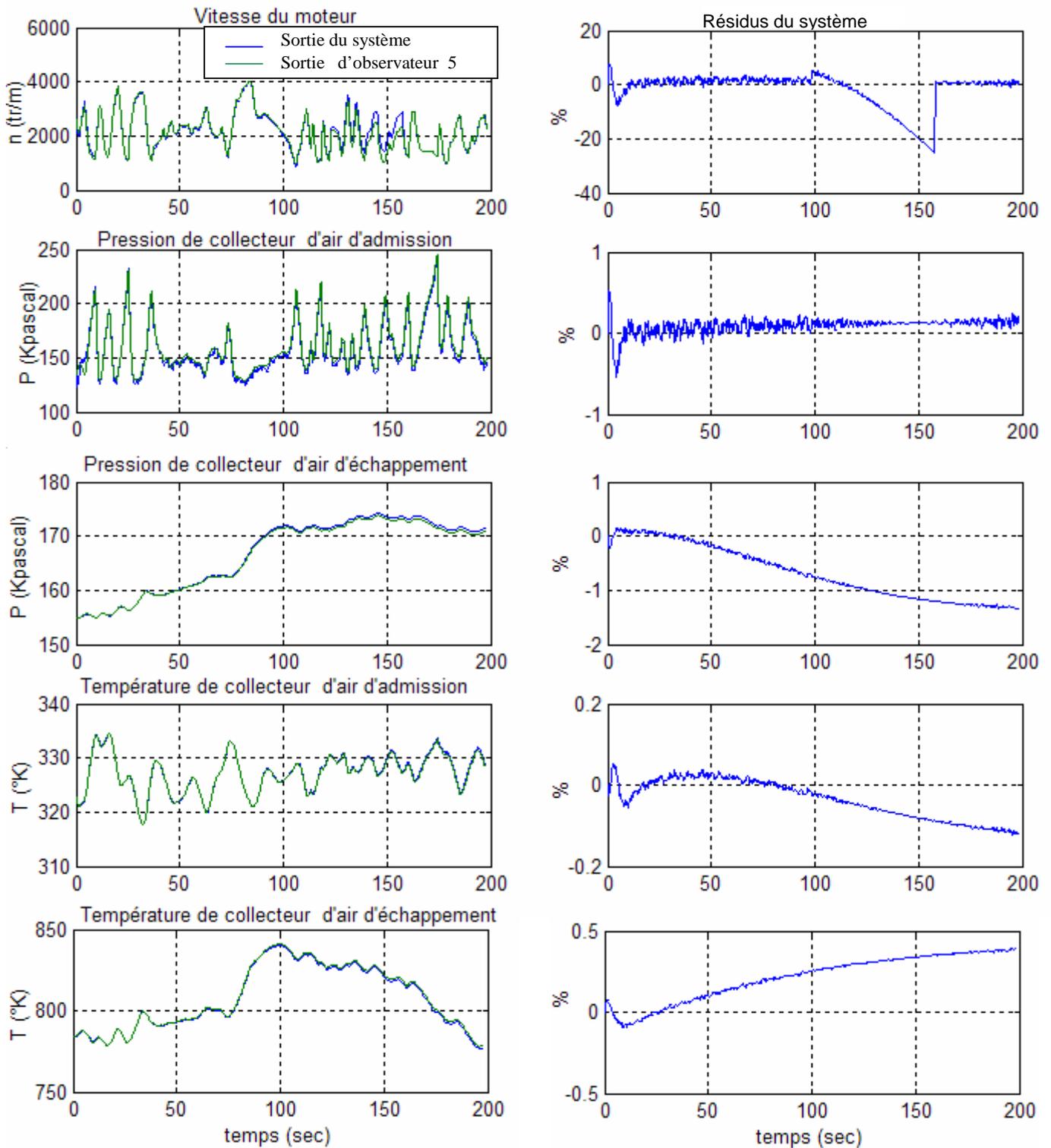


Figure 5-30 Signaux des sorties du 5^{ème} observateur pour une panne du capteur de vitesse

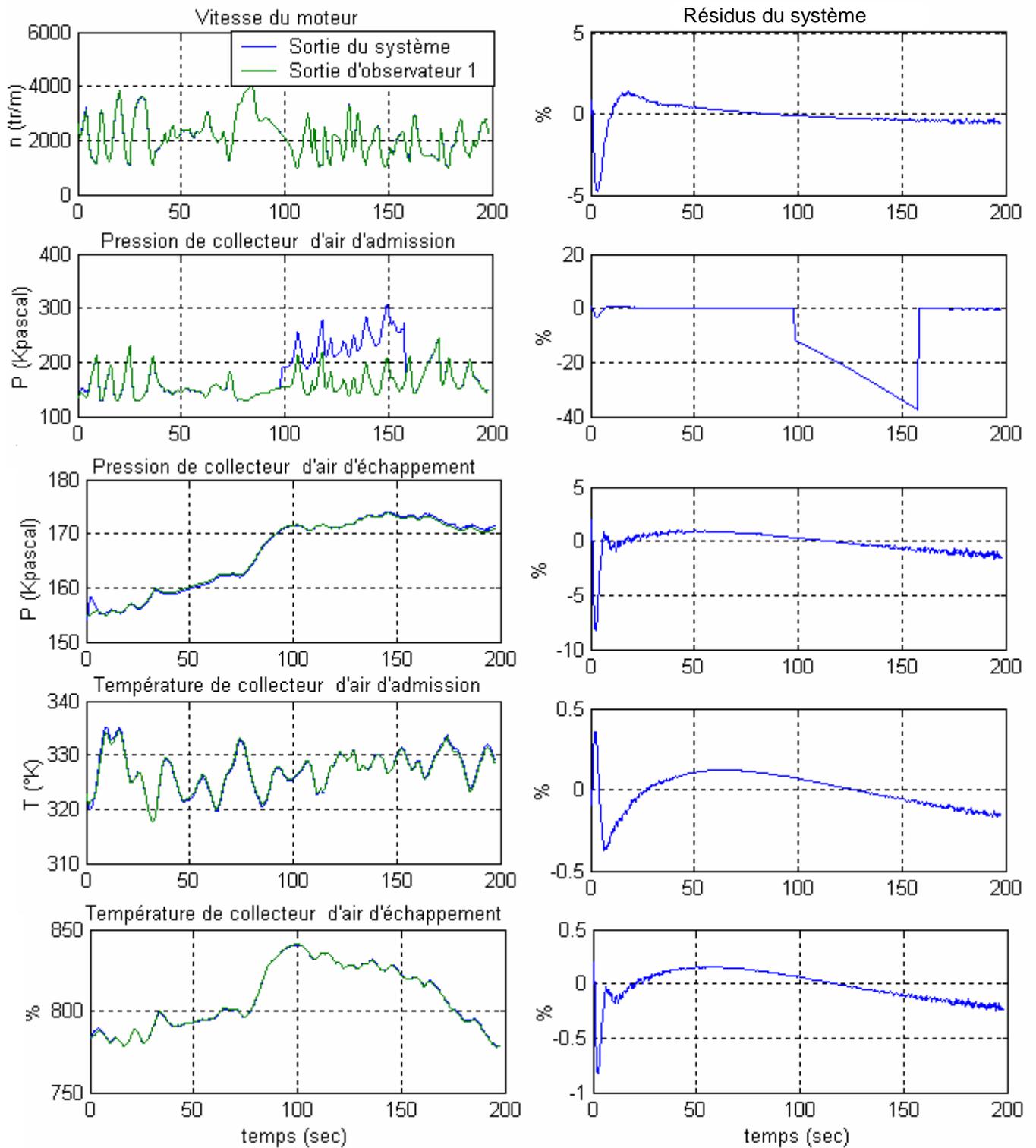


Figure 5-31 Signaux des sorties du 1^{er} observateur pour une panne capteur de pression du collecteur d'admission

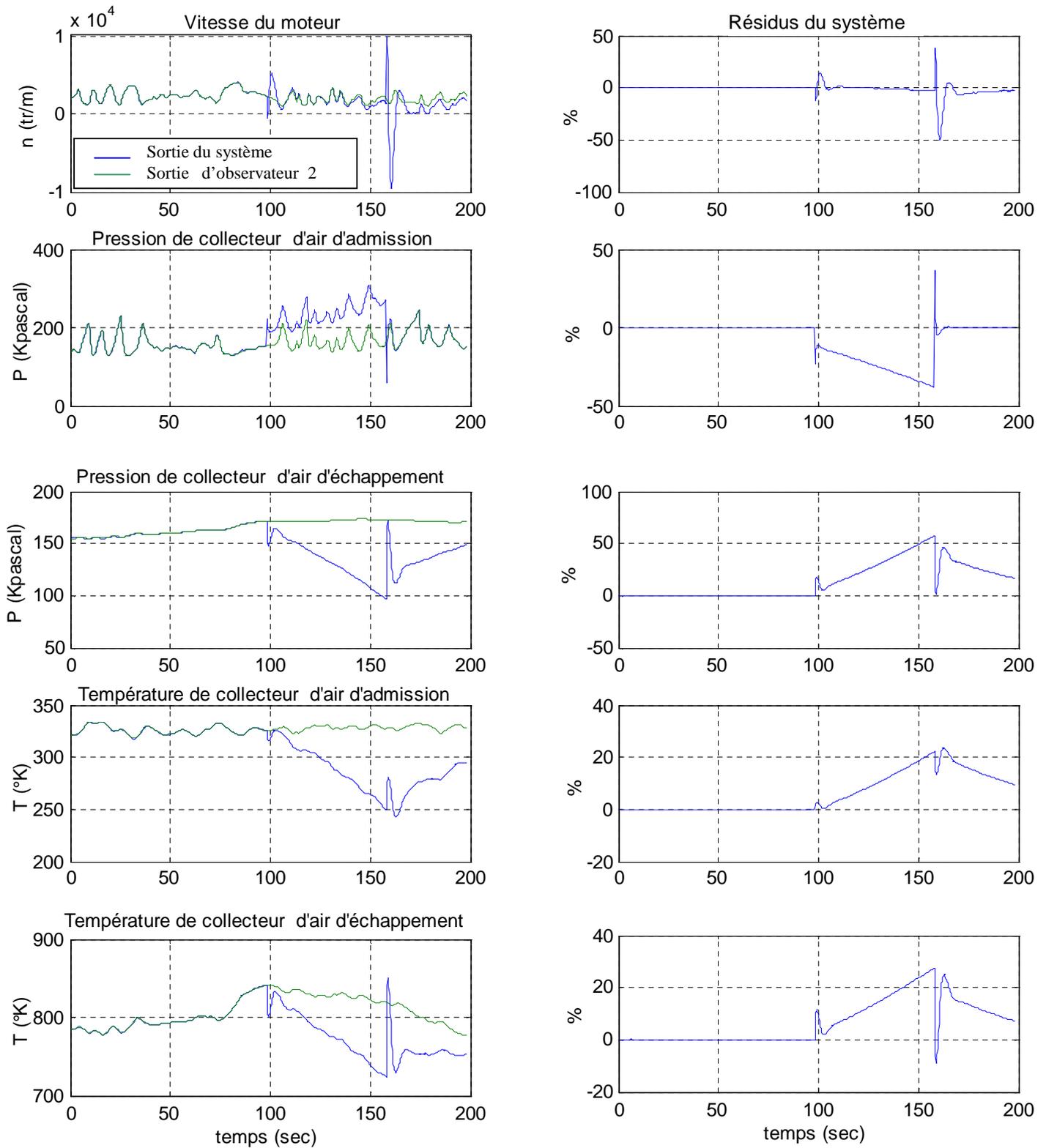


Figure 5-32 Signaux des sorties du 2^{ème} observateur pour une panne capteur de pression du collecteur d'admission

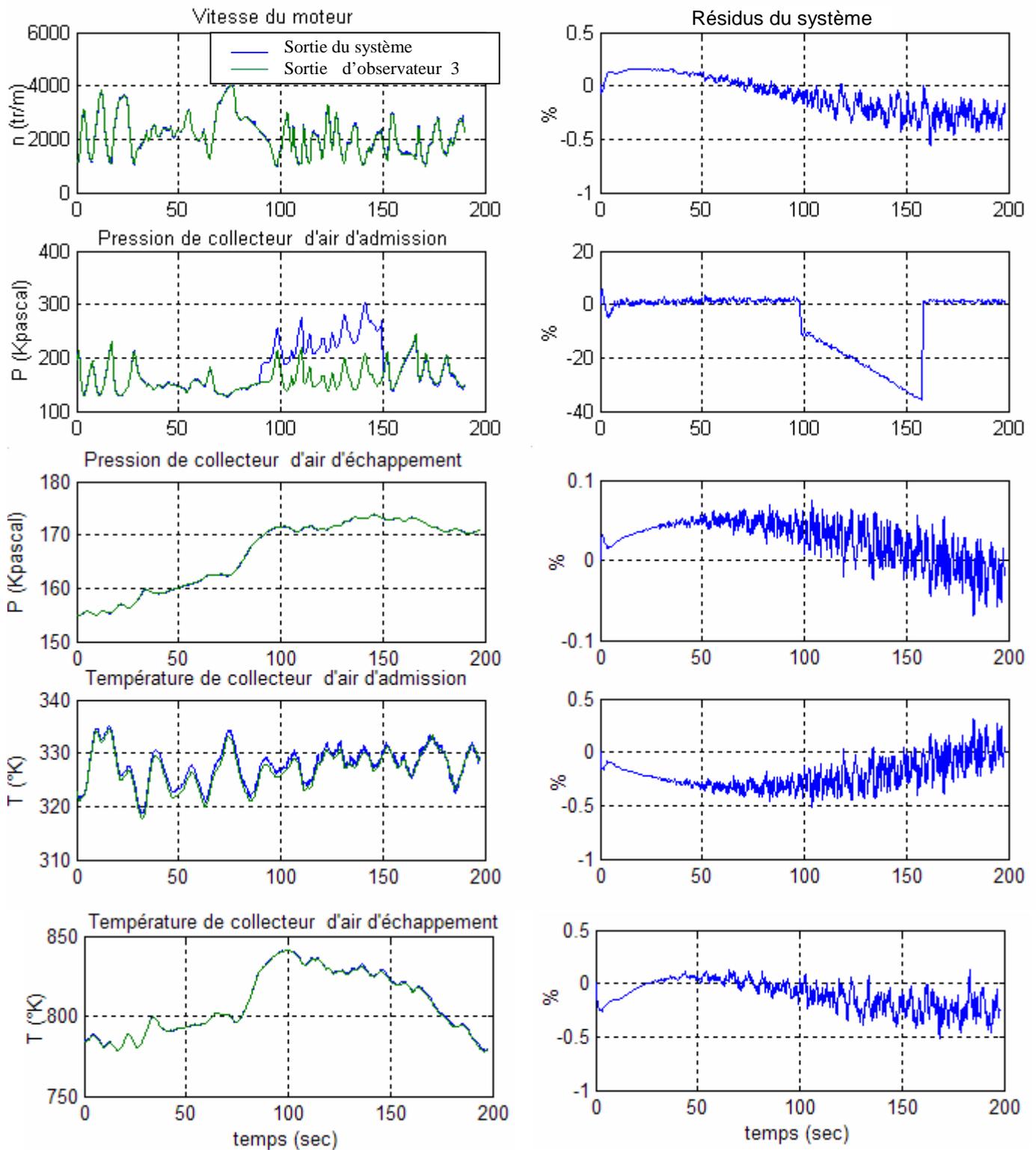


Figure 5-33 Signaux des sorties du 3^{ème} observateur pour une panne capteur de pression du collecteur d'admission

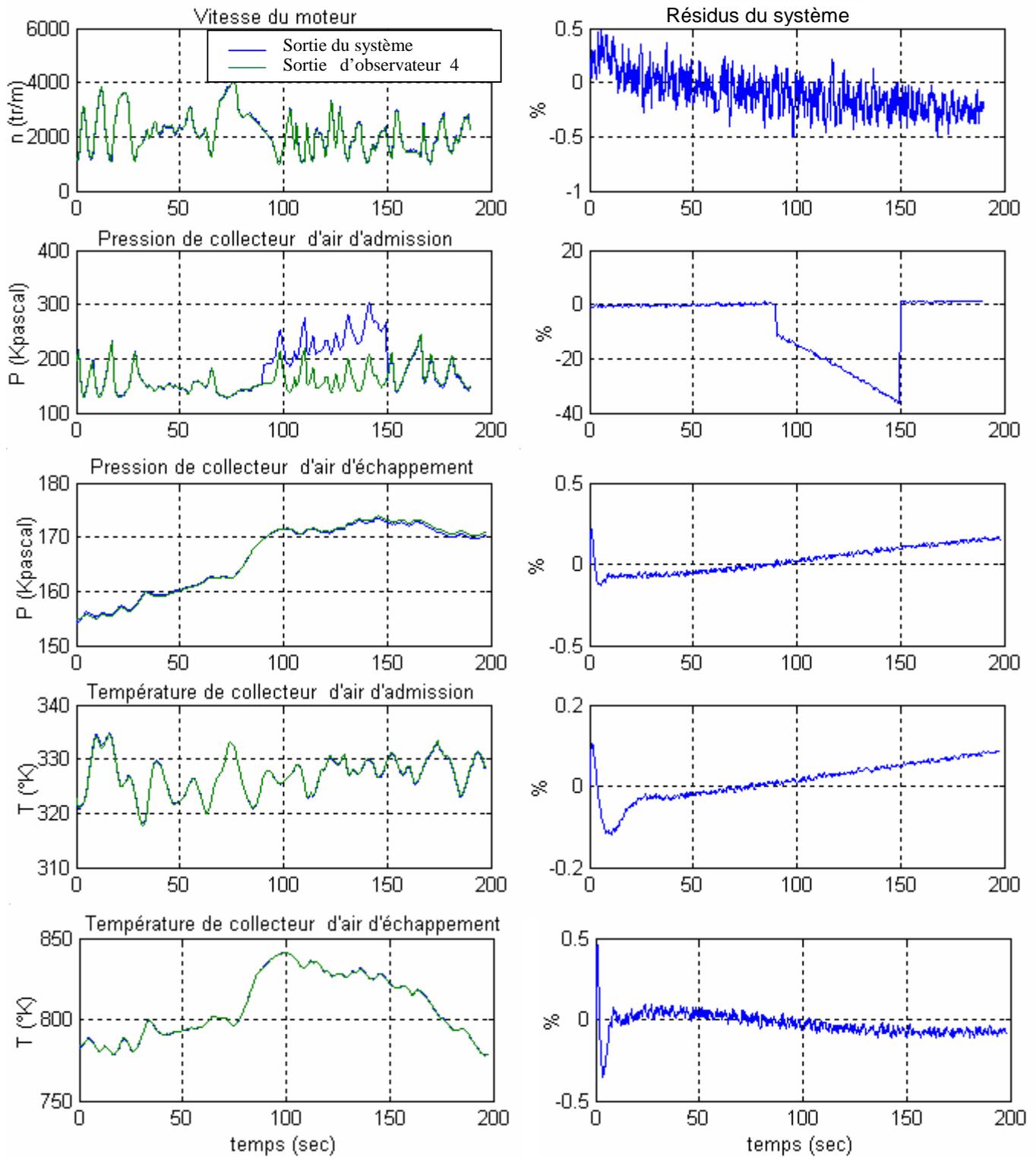


Figure 5-34 Signaux des sorties du 4^{ème} observateur pour une panne capteur de pression du collecteur d'admission

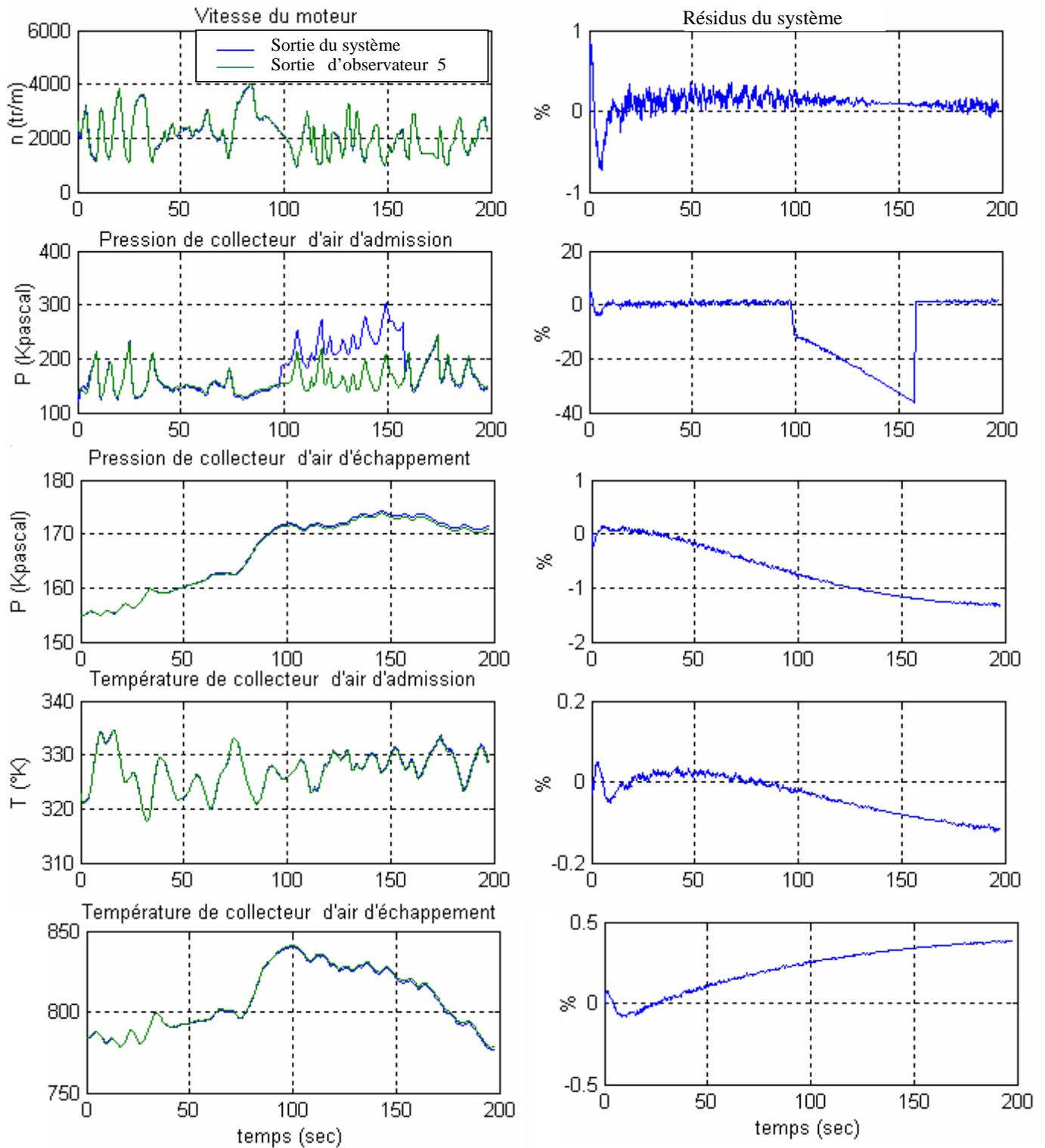


Figure 5-35 Signaux des sorties du 5^{ème} observateur pour une panne capteur de pression du collecteur d'admission

On peut interpréter les résultats précédents en examinant les sensibilités des résidus vis-à-vis des sorties utilisées pour la reconstruction.

Ainsi le 1^{er} observateur construit à partir de la première sortie qui présente un défaut génère des estimations sensibles aux défauts de cette sortie. Par conséquent les résidus de sortie sont eux aussi sensible aux défauts de cette sortie. Toujours pour cette observateur quand la 2^{ème} sortie n'est pas utilisée dans la reconstruction les estimations des cinq sorties ne sont pas sensible aux défauts de la sortie 2. En ce qui concerne les résidus de sorties, seul le deuxième est sensible aux défauts de la sortie 2. Ainsi nous aurons cet état de fait pour l'ensemble que constitue le banc d'observateur.

On peut s'interroger sur l'avantage éventuel d'utiliser un autre observateur. Ce point technique, lié à la robustesse de la détection, sort du cadre de ce problème ; le lecteur peut approfondir cette étude à partir de la référence [Gert 93].

5-5 Cas d'une panne actionneur :

Pour une panne actionneur on utilise un observateur à entrée inconnue présenté dans le paragraphe 4-6-4, et comme nous avons quatre entrées du modèle on peut construire quatre observateurs à entrée inconnue, les résidus générés par ces observateurs en fonctionnement normale du système sont représentés sur les figures 5-16, 5-17, 5-18, 5-19.

On considère en premier lieu que la vanne « EGR » est toujours en position de fermeture quelque soit son excitation, les sorties des observateurs sont représenté sur les figures 5-20, 5-21, 5-22, 5-23.

On considère en second lieu qu'un injecteur est en panne lorsqu' il ne s'ouvre pas quelque soit son excitation, les sorties des observateurs sont représentés sur les figures 5-24, 5-25, 5-26, 5-28.

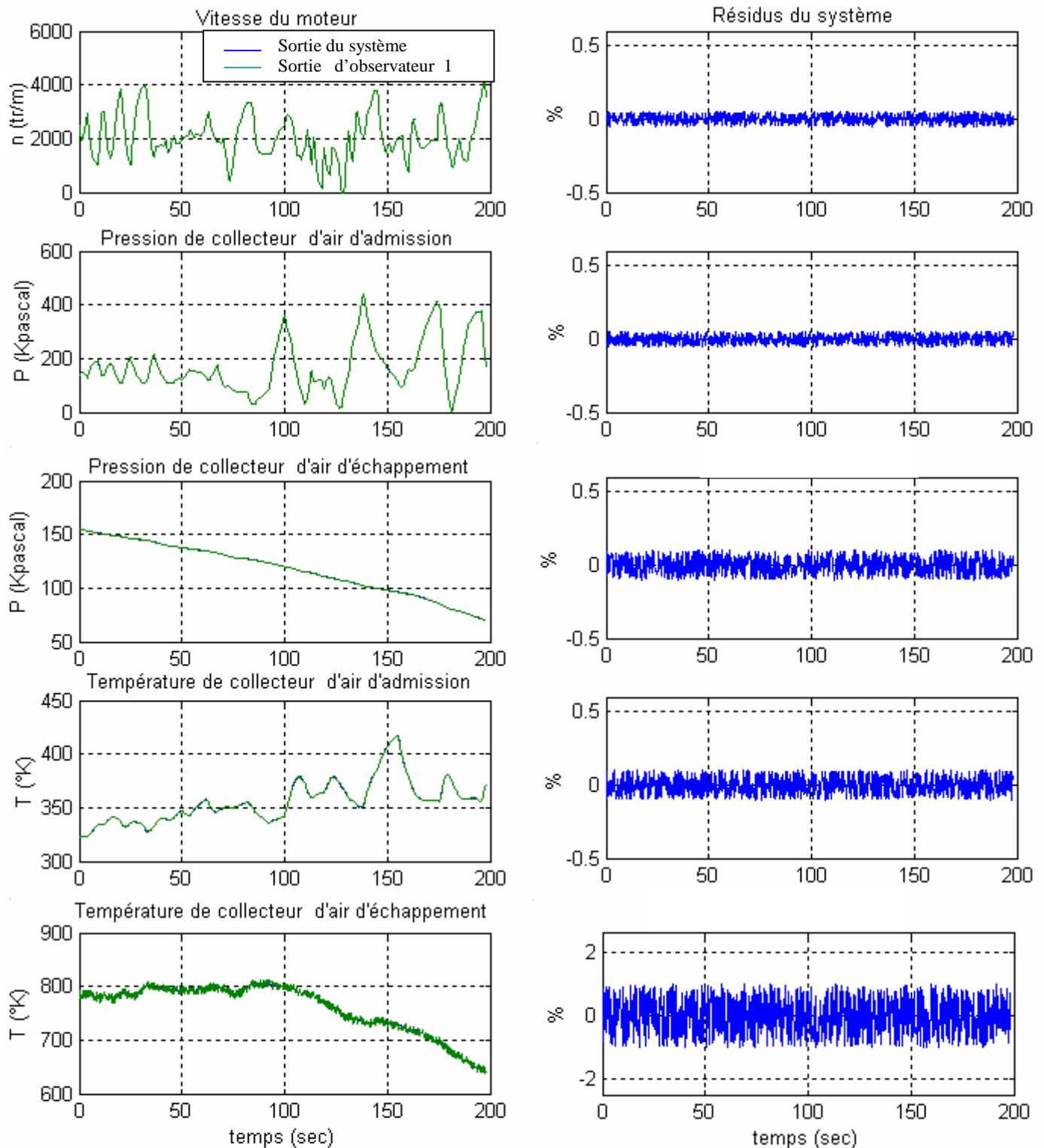


Figure 5-36 Signaux des sorties du 1^{er} observateur à entrée inconnu en absence des pannes

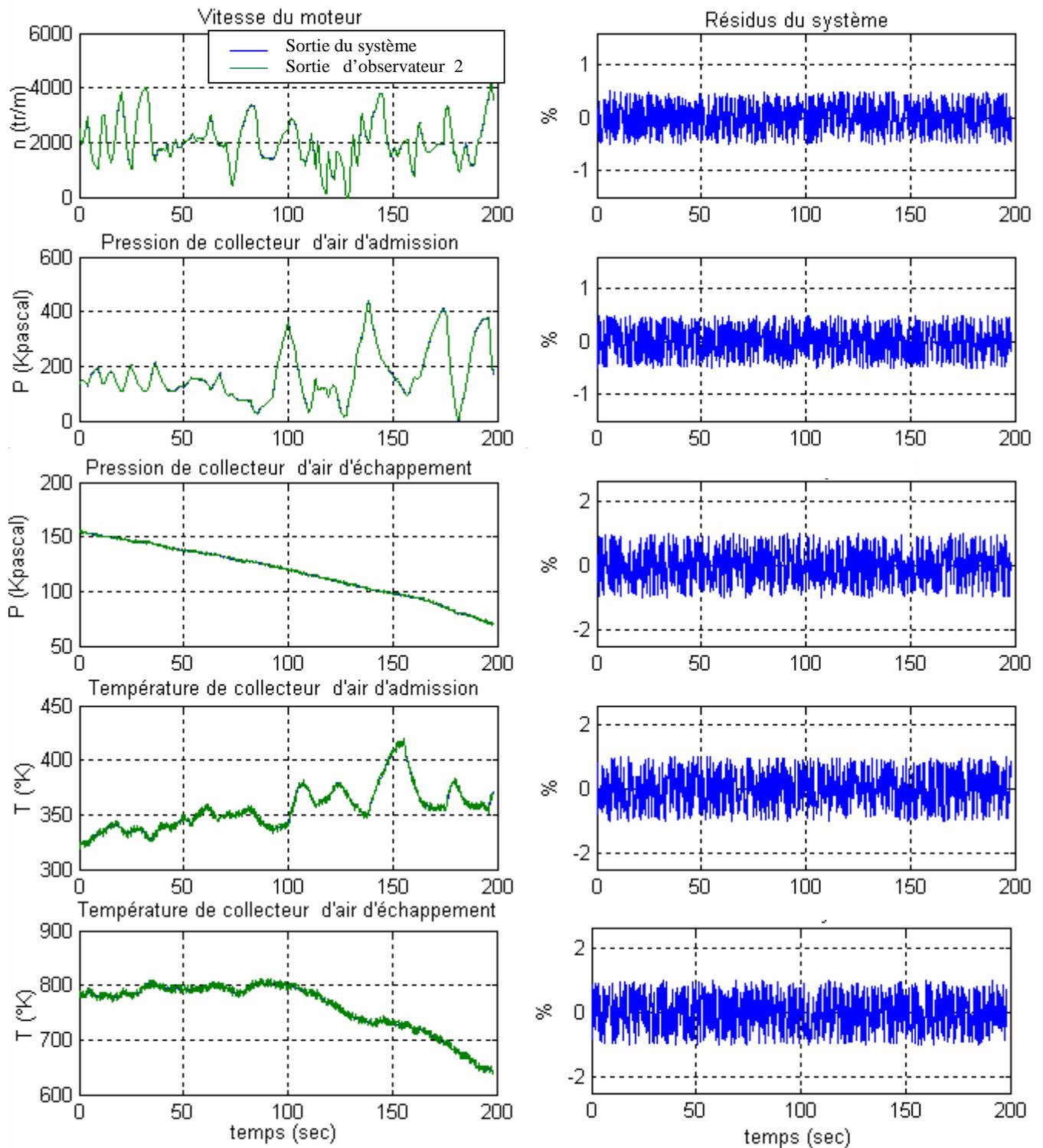


Figure 5-37 Signaux des sorties du 2^{ème} observateur à entrée inconnu en absence des pannes

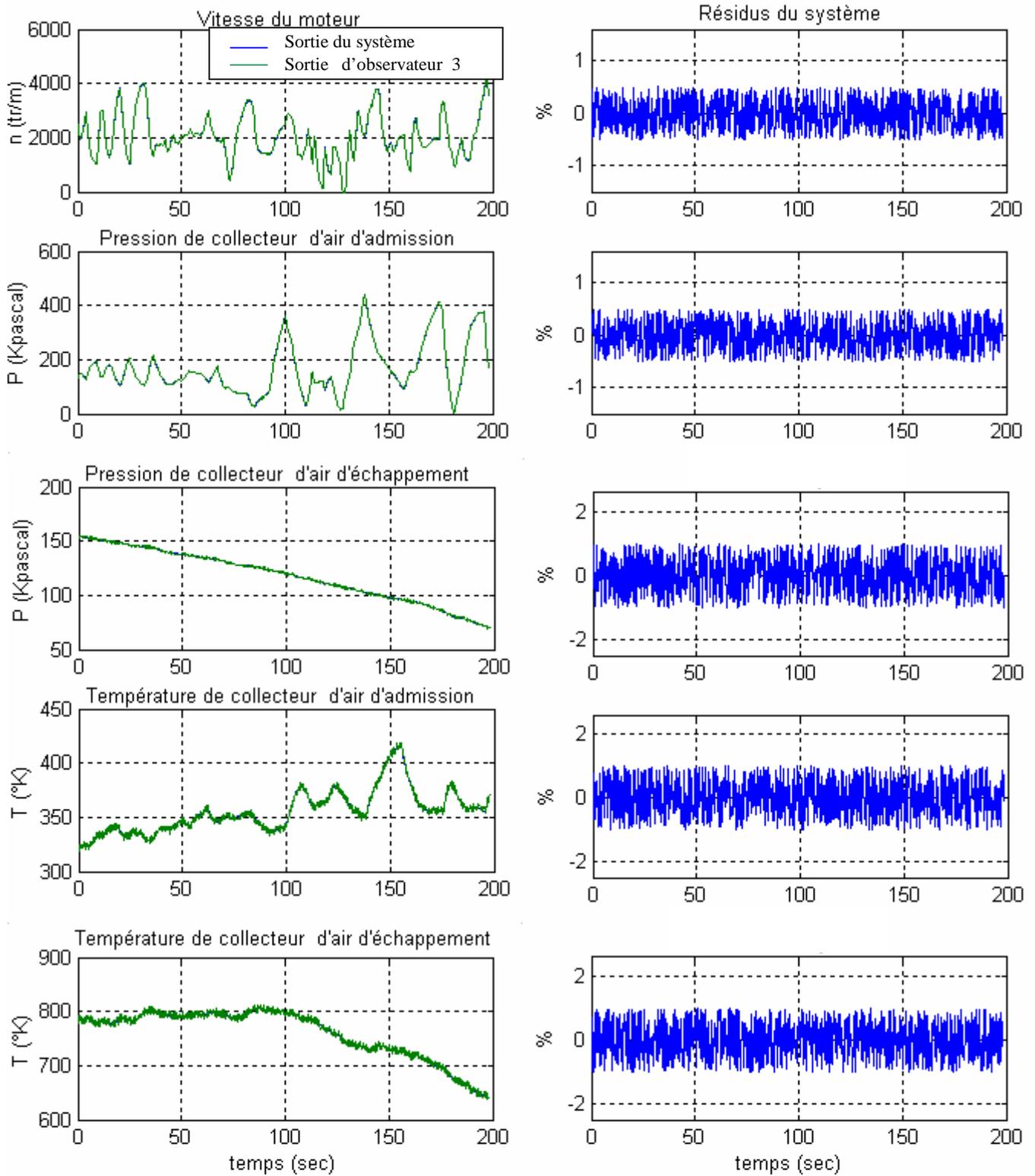


Figure 5-38 Signaux des sorties du 3^{ème} observateur à entrée inconnu en absence des pannes

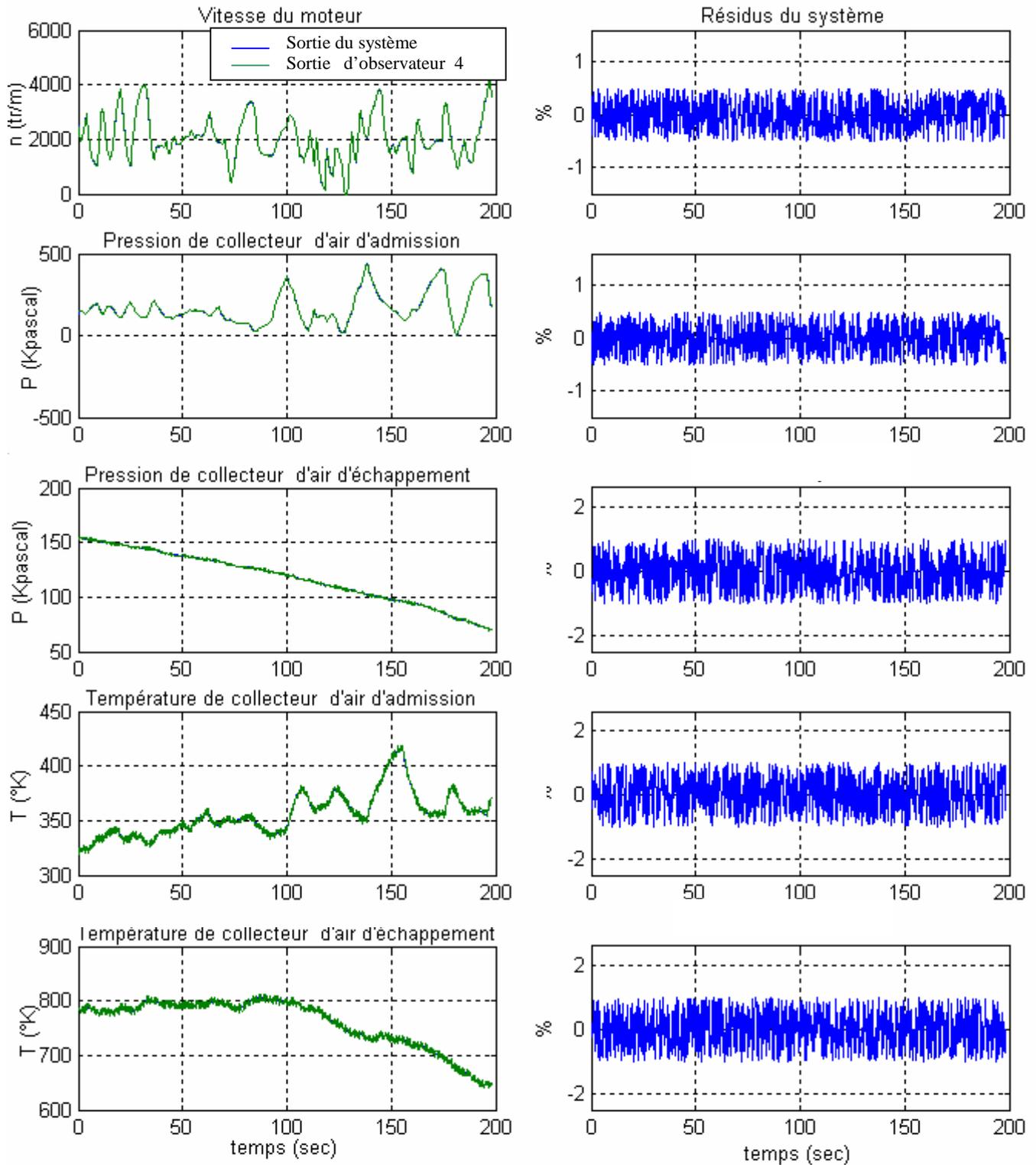


Figure 5-39 Signaux des sorties du 4^{ième} observateur à entrée inconnu en absence des pannes

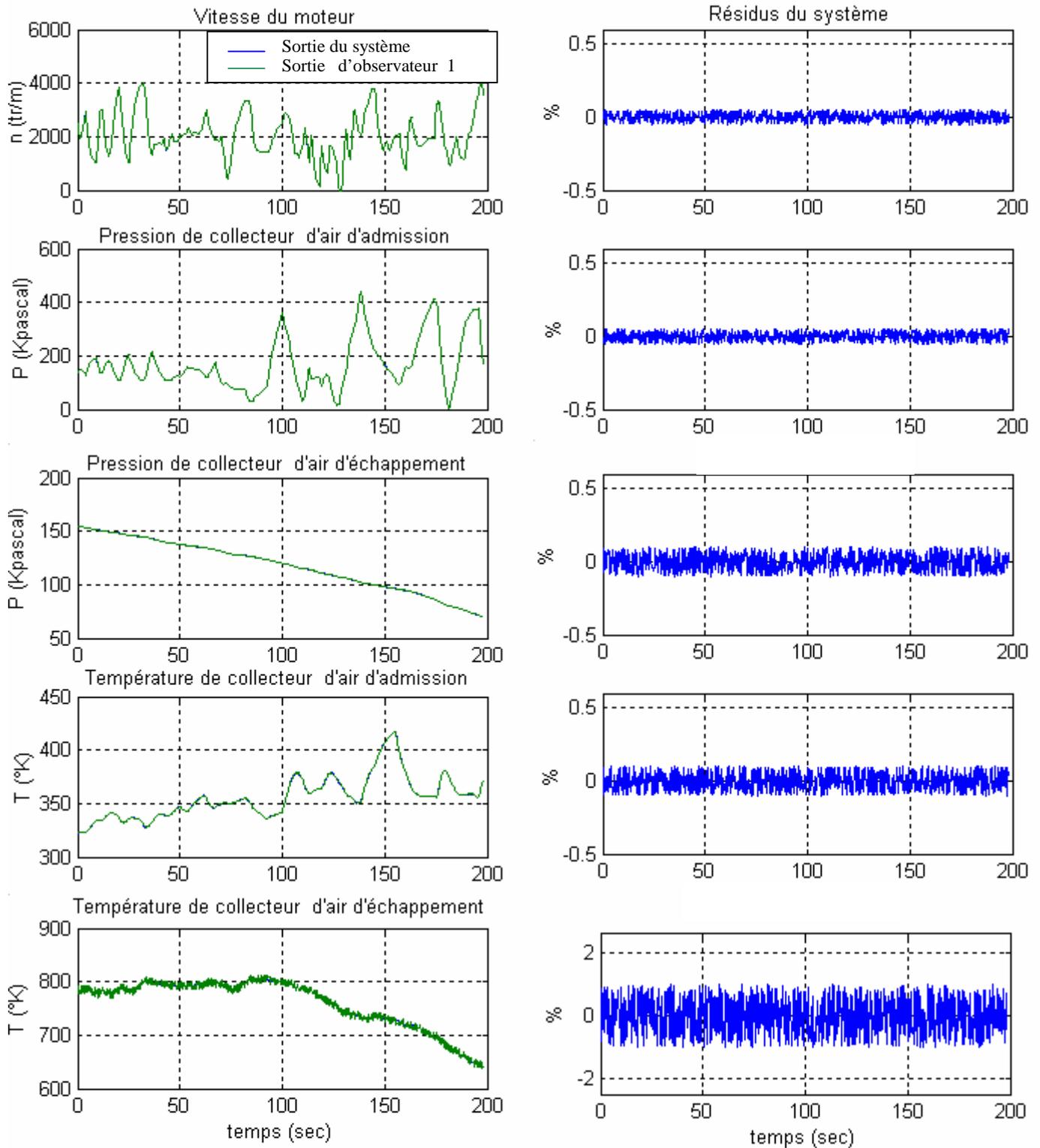


Figure 5-40 Signaux des sorties du 1^{er} observateur à entrée inconnu en cas de panne sur l'électrovanne « EGR »

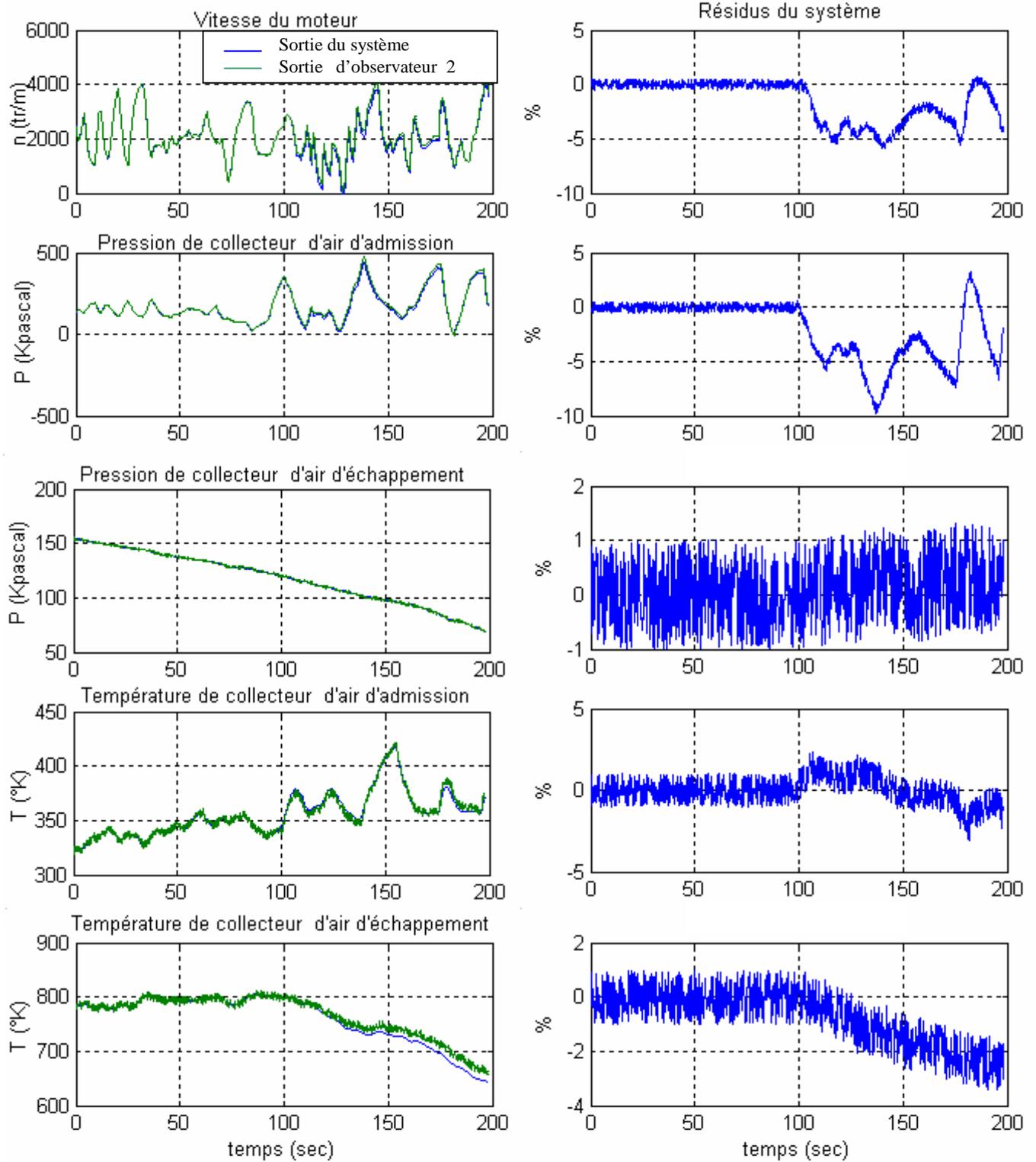


Figure 5-41 Signaux des sorties du 2^{ème} observateur à entrée inconnu en cas de panne sur l'électrovanne « EGR »

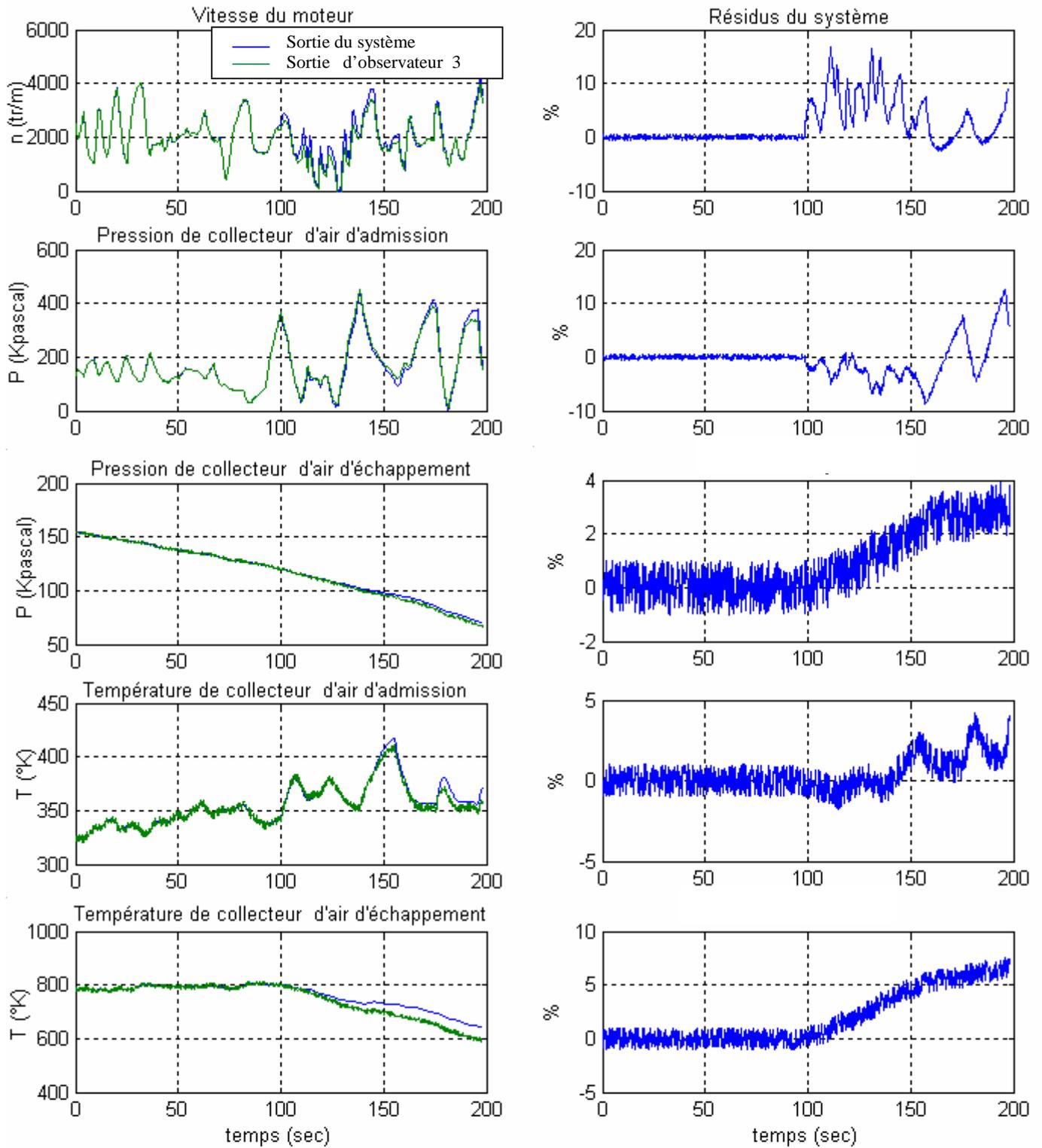


Figure 5-42 Signaux des sorties du 3^{ième} observateur à entrée inconnu en cas de panne sur l'électrovanne « EGR »

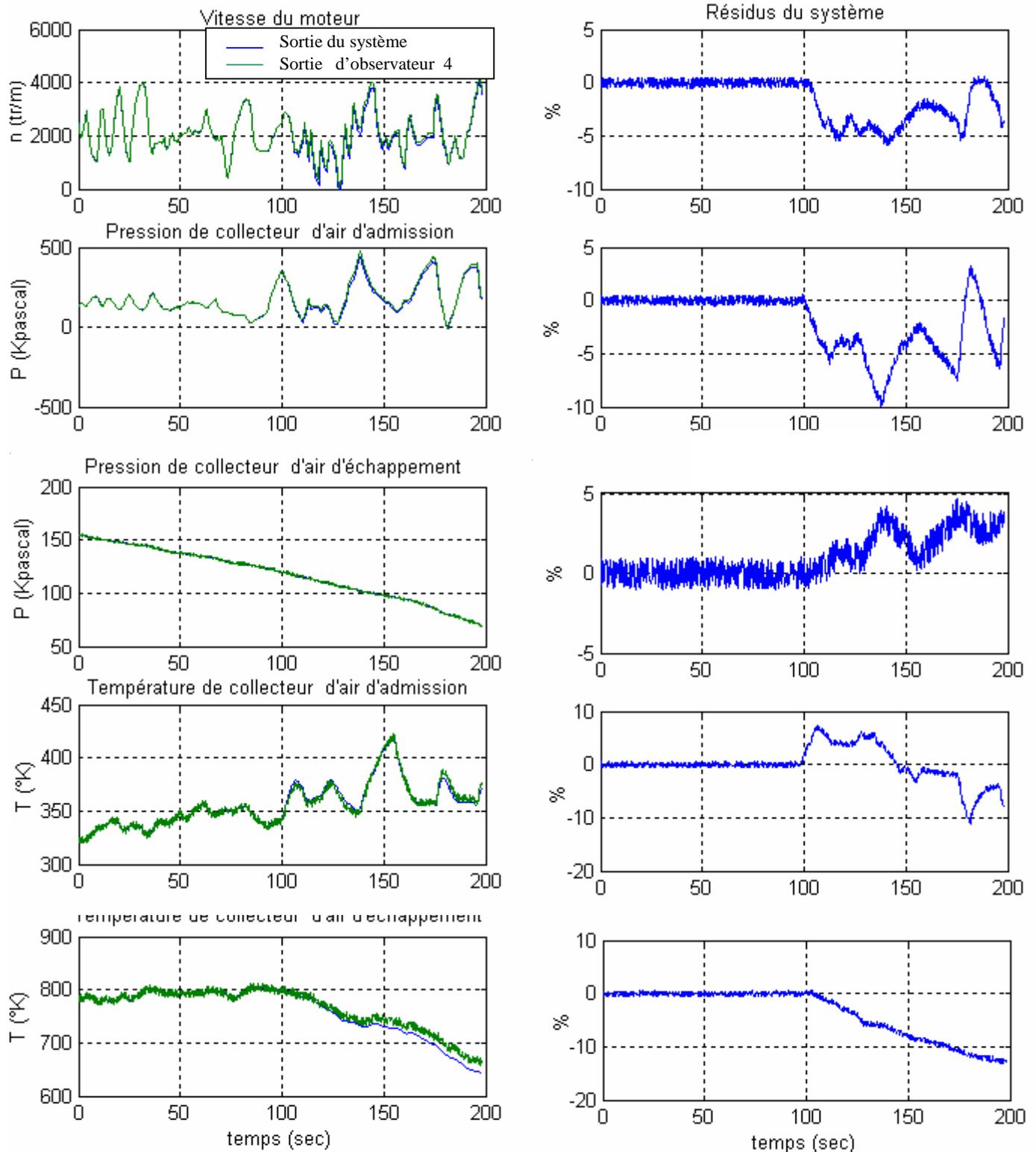


Figure 5-43 Signaux des sorties du 4^{ème} observateur à entrée inconnu en cas de panne sur l'électrovanne « EGR »

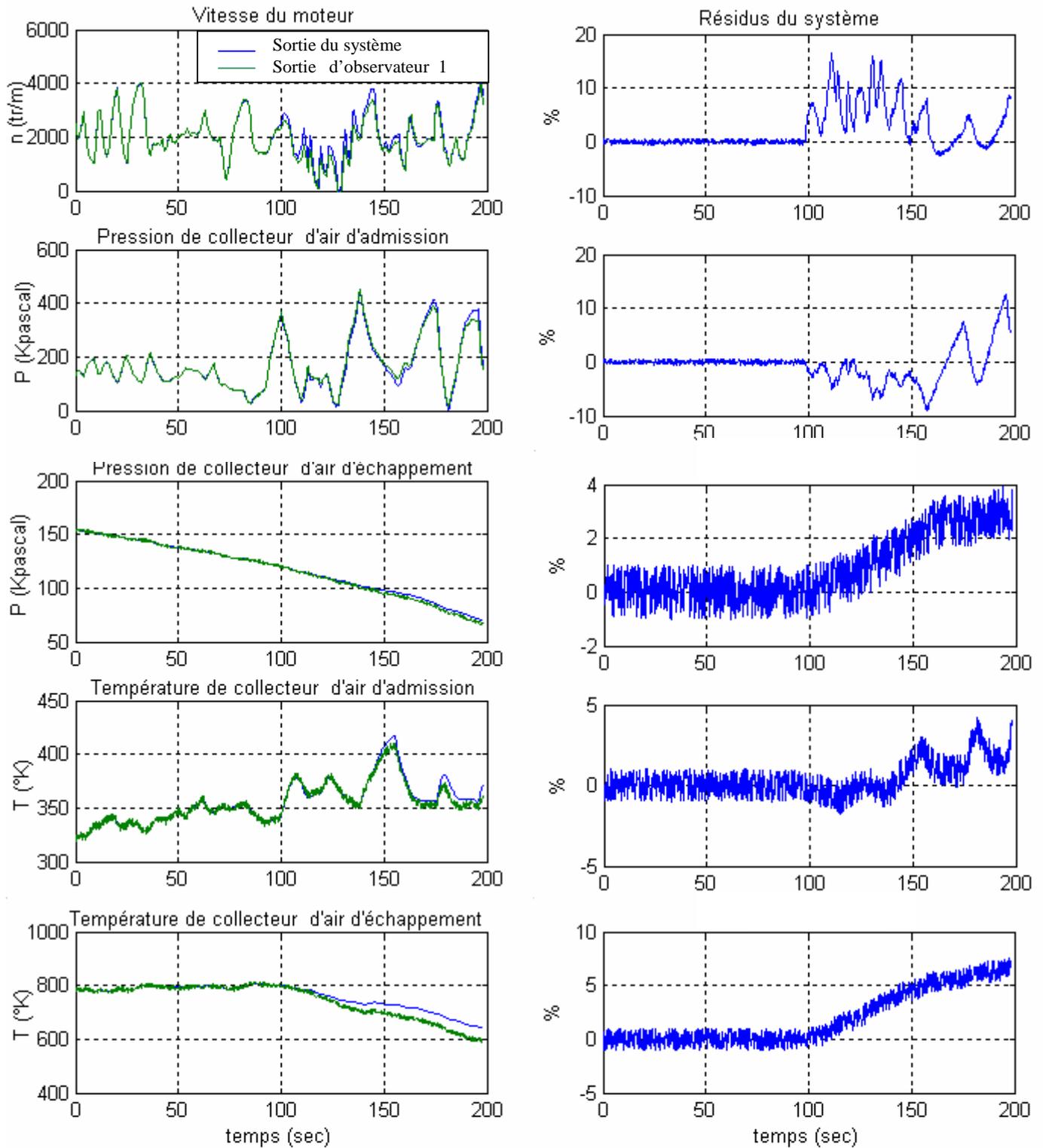


Figure 5-44 Signaux des sorties du 1^{er} observateur à entrée inconnu en cas panne d'injecteur

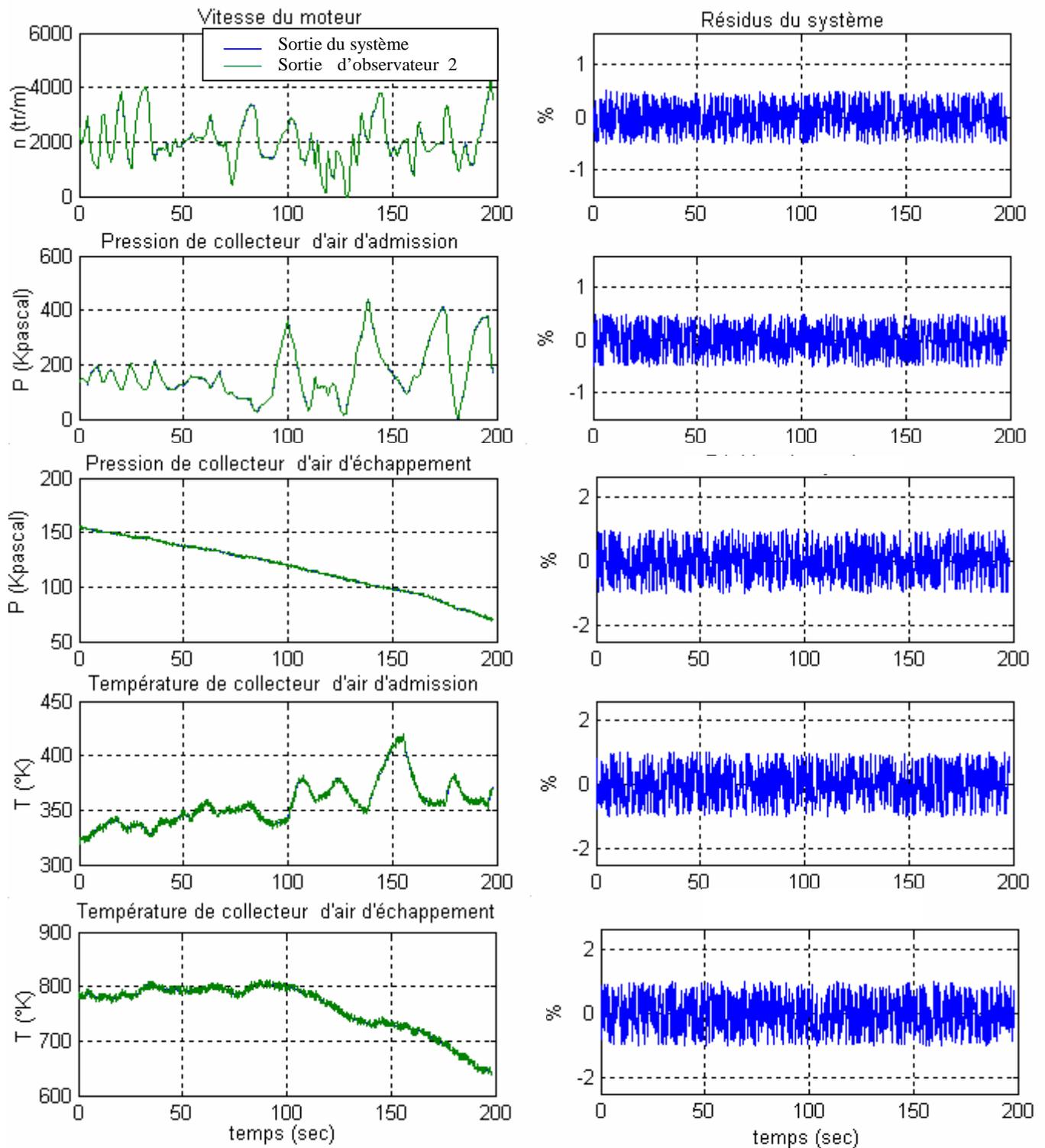


Figure 5-45 Signaux des sorties du 2^{ème} observateur à entrée inconnu en cas de panne d'injecteur

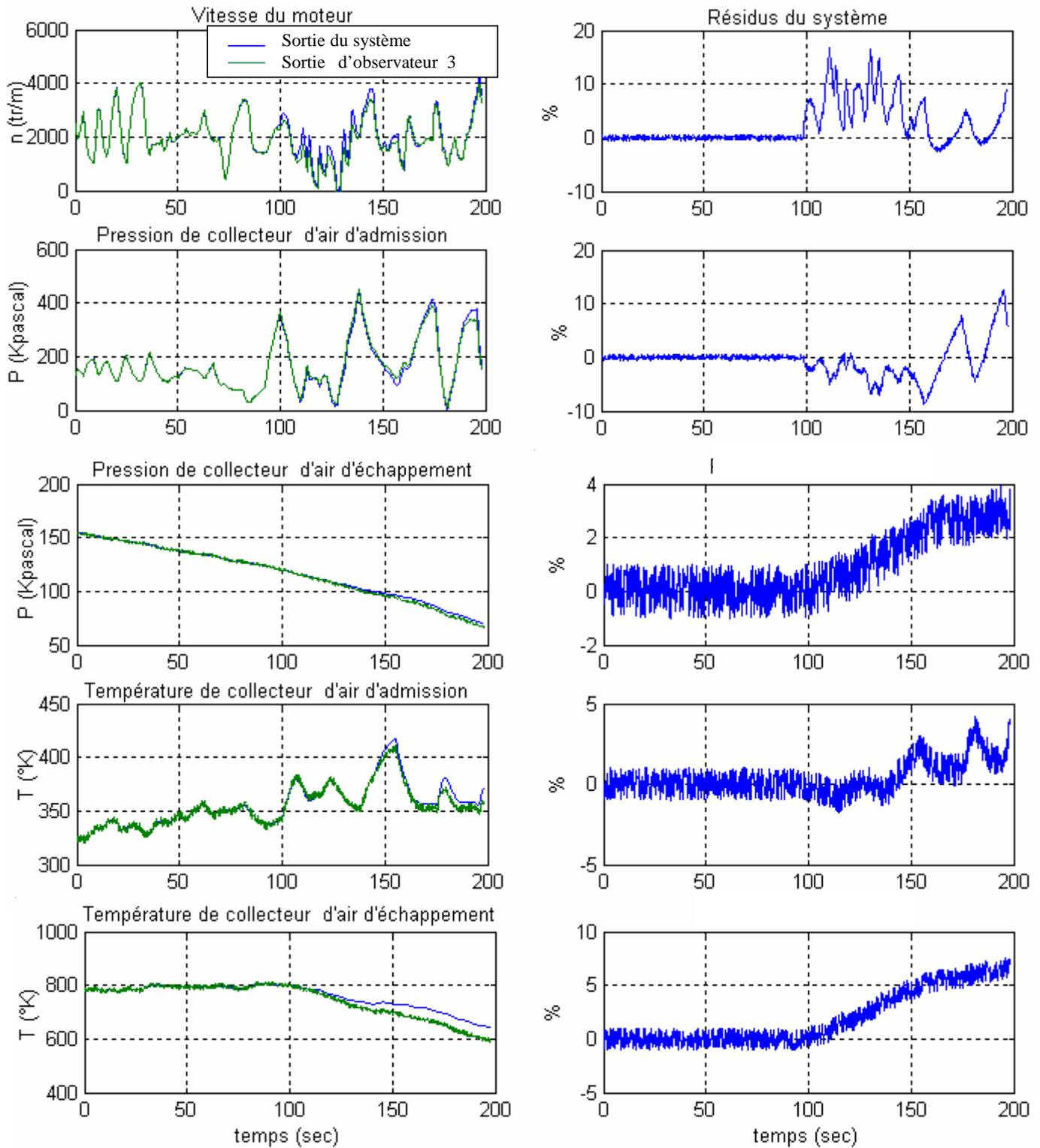


Figure 5-46 Signaux des sorties du 3^{ème} observateur à entrée inconnu en cas panne d'injecteur

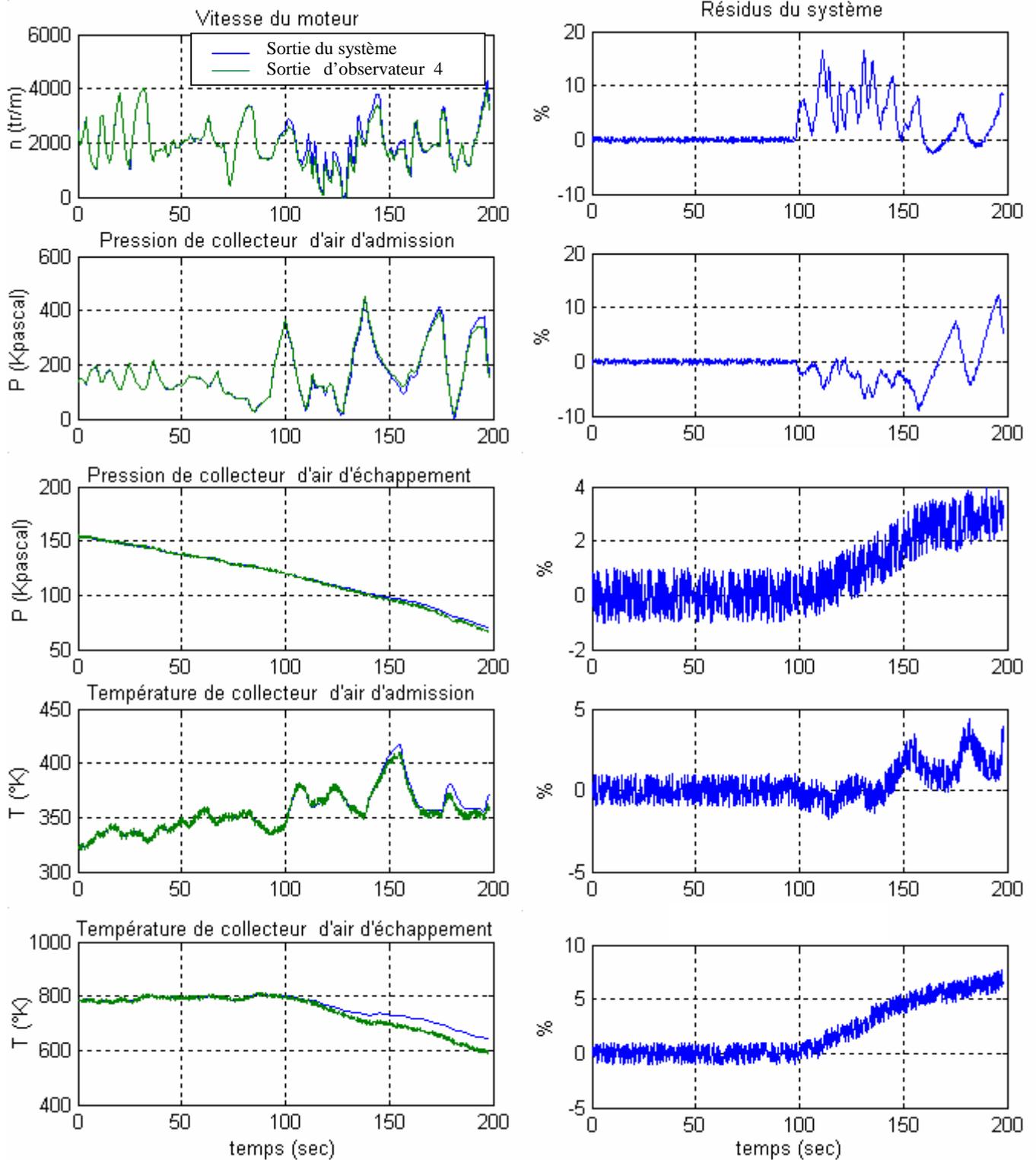


Figure 5-47 Signaux des sorties du 4^{ème} observateur à entrée inconnu en cas panne d'injecteur

Il est à souligner dans le cas de panne « EGR » l'ensemble des résidus issus des observateurs 2, 3, 4 dépassent les seuils de détection, seul le 1^{er} observateur génère un résidu nul. Voir figures 5-40 à 5-43. Le même constat est fait pour la panne de l'injecteur. Voir figures 5-44 à 5-47

5-6 Estimation des entrées inconnues :

La procédure de détection est basée sur la génération de vecteur de résidus en utilisant un multi observateur a entrée inconnue. Aussi nous avons utilisé la relation 4-46 pour l'estimation des entrées inconnues (afin d'isoler la panne).

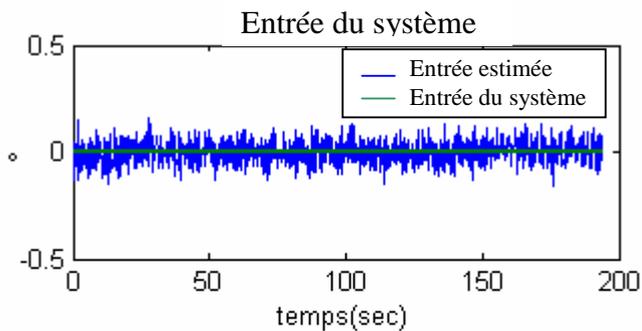


Figure 5-48 Signal estimé de command de l'électrovanne « EGR » et entrée réelle du système

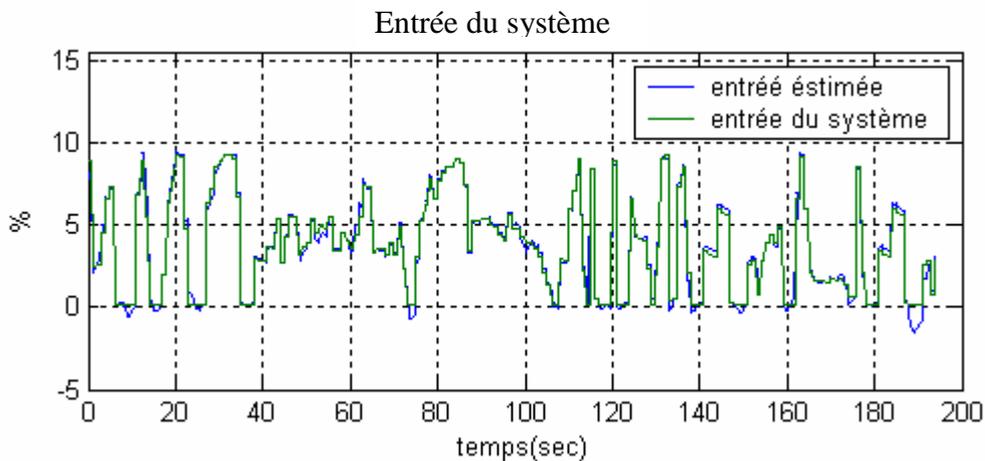


Figure 5-49 Signal estimé de command de l'injecteur et entrée réelle du système

Les entrées estimées sont très perturbées voir figure 5-48, nous remarquons aussi qu'elles sont très proche des entrées réelles du système voir figure 5-49.

5-7 Création d'un interface de simulation :

Lors de simulation de la structure D.D.P « Diagnostic Détection des Pannes » sous matlab il a été créé un interface graphique permettant la visualisation du composants du moteur qui sont soumis aux pannes éventuelles voir figure 5-50. A travers cet interface l'on peut suivre l'évolution de la panne sur les différents composants et l'affichage en temps réel de la réponse de structure D.D.P.

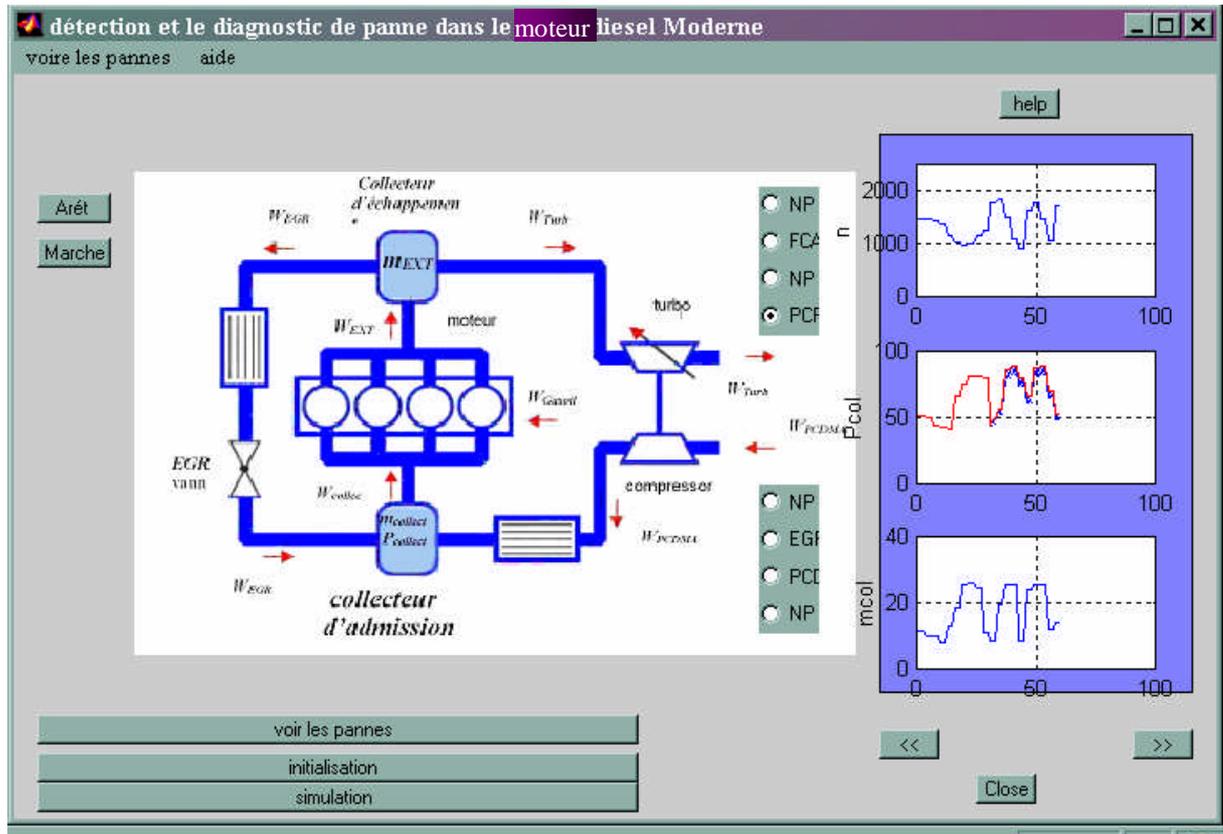


Figure 5-50 Interface graphique de simulation

5-8 Conclusion :

L'étude en simulation de plusieurs cas nous permet de fournir d'une part la génération des résidus à l'aide de l'espace de parité celle-ci offre des résultats escomptés avec un travail de programmation peu chargé, d'autre part l'approche par banc d'observateurs nécessite une charge importante en programmation mais avec des résultats plus explicites.

Concernant la détection de pannes actionneur nous avons utilisé l'espace de parité robuste aux entrées inconnues ainsi que les observateurs à entrées inconnues.

Nous pouvons conclure que l'ensemble des résultats en simulation est satisfaisant.

Conclusion générale

Cette étude aborde le problème de détection et diagnostic de défauts dans les moteurs Diesel injection directe à rampe commune. Pour pouvoir répondre à cette problématique il a été nécessaire de passer par une étape préliminaire qui consiste en la modélisation physique du moteur en question, ce travail accompli dans sa dimension globale nous a permis de passer à l'étape d'identification des paramètres par une approche neuro-floue. Il en découlera de cette partie la construction de multimodèles locaux découplés qui répondront avec une grande fidélité par rapport au système physique. Il est à souligner que la dite construction nécessitera un travail de simulation soutenu avec un nombre d'essai important.

Avant d'entamer la partie détection et diagnostic de défauts nous avons passé en revue quelques techniques de «D.D.P» diagnostic et détection des pannes afin de s'assurer la bonne adaptation de ces techniques avec l'ensemble système et modèle. En effet nous avons appliqué les deux méthodes que nous avons jugé appropriées à savoir l'espace de parité et un banc d'observateurs, nous avons proposé une structure « D.D.P » autour du bloc de génération de résidus qui tiendra compte des défauts capteur, actionneurs, et système. Une étude en simulation est faite sur cette partie en mettant en évidence l'apparition de panne sur l'ensemble du système.

Après analyse de plusieurs exemples de simulations on peut dire que la structure « D.D.P » répond de façon claire et cela en présence de pannes en donnant une analyse sur les causes responsables.

Enfin à partir de cette étude il convient de souligner les perspectives qui demeurent ouvertes en proposant l'étude de l'intégration des pannes additives l'introduction de capteur spécifique et ce pour détecter la présence de l'eau dans le gasoil, l'insertion d'une commande tolérante aux pannes et pour clôturer la boucle il sera nécessaire d'améliorer la surveillance en introduisant une structure de coopération Homme Machine.

Bibliographies

- [Ande 99] Per Andersson, Lars Nielsen “**Modeling and Architecture Examples of Model Based Engine Control**” département de «Electrical Engineering», de l’université de «Tekniska Hogskolan Linkoping Sweden », , mémoire d’ingénieur Septembre 1999.
- [Akhe 02] A. Akhenak, M. Chadli, J. Ragot et D. Maquin, “**Multiple observer with unknown input. Application to a three tank system**”, IAR Annual meeting, Grenoble, France, 21 November 2002.
- [Akhe 03] A. Akhenak, M. Chadli, J. Ragot et D. Maquin, “**State estimation via Multiple observer with unknown input. Application to the three tank system**”, 5th IFAC Symposium on Fault Detection Supervision and Safety for Technical Processes, Safeprocess, pp. 245-251, Washington, USA, June 9-11 2003.
- [Akhe 04] Abdelkader AKHENAK, « **Conception d’observateurs non linéaires par approche multimodale : application au diagnostic** », thèse décembre 2004.
- [Boyd 94] S. Boyd, L. El Ghaoui, E. Feron et V. Balakrishnan, “**Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory**”, Philadelphia : SIAM, 1994.
- [Brun 90] Brunet, J., Jaume, D., Labarrère, M., Rault, A. et Vergé, M. (1990). « **Détection et diagnostic de pannes** ». Traité des Nouvelles Technologies , série Diagnostic et Maintenance, Hermès, Paris.
- [Chad 01] M. Chadli, D. Maquin, J. Ragot, “**On the stability of multiple model systems,**” Proceedings of the European Control Conference, pp. 1894-1899, 2001.
- [Cast 00] Giovanna Castellano Supervisor: Prof. Anna Maria Fanelli “**A Neurofuzzy Methodology for Predictive Modeling** ,” , Thèse pour l’obtention du titre de professeur novembre 2000.
- [Delv 02] Gérard Delville , « **Common rail**», étude de conception dans La revue Auto concept 2002.
- [Decl 91] Philippe Declarck « **Analyse structural et fonctionnelle des grands systèmes** ». Application à une centrale PWR 900 MW. Thèse de doctorat de L’Université des Sciences et Techniques de Lille Flander-Artois 1991.
- [Delm 03] F. Delmotte « **Propriété d’approximation des systèmes flous ,Dans Commande floue 2 : de la stabilisation à la supervision** », IC2 Hermès, p.21-36, 2003.
- [Desv 03] Christophe Desvoies, « **L’injection Diesel " Common Rail" Delphi** », mémoire professionnel, Génie Mécanique Session 2003.
- [Dixo 04] R. Dixon, Observer-based FDIA “**application to an electromechanical positioning system**”, Control Engineering Practice, Vol. 12, pp. 1113-1125, 2004.

- [Dorr 95] Richard Dorr « **Détection de défauts de capteurs par redondances matérielle et analytique** ». Application aux centrales nucléaires. Thèse de Doctorat de l'Institut National, Polytechnique de Lorraine, juillet 1995.
- [Edwa 00] C. Edwards et S. K. Spurgeon, “**Sliding mode observers for fault detection and isolation**”, *Automatica*, Vol. 36 (4), pp. 541-553, 2000.
- [Erik 99] Lars Eriksson , “**Spark Advance Modeling and Control**”, Division de système vehicular, département de «Electrical Engineering», de l'université de « Tekniska Hogskolan Linkoping Sweden », mémoire d'ingénieur Septembre 1999 .
- [Fink 79] Alexander Fink « **Pressure Control of a Nonlinear Servo Valve** », Thèse de master à l'Université de New York on juin 1997.
- [Fris 96] Erik Frisk, “**Model-based fault diagnosis applied to an SI-Engine**” ,département de « Fordonssystem » de l'université de « Tekniska Hogskolan Linkoping Sweden », mémoire d'ingénieur Septembre 1996.
- [Fred 98] Jonas Fredriksson “**Modeling of a Diesel Engine with a Variable Geometry Turbine**”, Control Engineering Laboratory Department of Signals and Systems Chalmers University of Technology, Rapport technique 1998.
- [Fris 01] Erik Frisk “**Residual Generation for Fault Diagnosis**” département de «Electrical Engineering», de l'université de «Tekniska Hogskolan Linkoping Sweden », thèse doctoral Septembre October 2001.
- [Guy 02] Guy.Fillettaz, « **classification des moteurs Diesel** ».Document de la société Delphi 2002.
- [Gert 93] Gertler J , « **Residual generation in model-based fault diagnosis** ». control-Theory and advanced technology “, vol 9 n°1 p259-285. 1993.
- [Iser 84] Isermann, R. (1984). « **Process fault diagnosis based on modelling and estimation methods**”, *Asurvey, Automatica*, vol. 20, p. 387-404 1984.
- [Iser 91] R. Isermann, et B. Freyermuth, “**Process fault diagnosis based on process model knowledge - Part I : Principles for fault diagnosis with parameter estimation**”, *Transactions of the ASME*, vol. 113, p. 620-626 1991.
- [Iser 04] Rolf Isermann “**MODEL BASED FAULT DETECTION AND DIAGNOSIS –STATUS AND APPLICATIONS**”, Publication Darmstadt University Technology 2004).
- [Jamo03] Hicham Jamouli « **Génération de résidus directionnels pour le diagnostic des systèmes linéaires stochastiques et la commande tolérante aux défauts** », thèse Doctorat de l'Université Henri Poincaré, Nancy (Spécialité Automatique)décembre 2003.
- [Jang 92] Jyh_Shing Roger “**Jang Neuro_Fuzzy Modeling Architectures, Analyses and Applications**”Department of Electrical Engineering and Computer Science University of California,1992.
- [Jung 05] Jung Merten Jung, Keith Glover“**Control-Oriented Linear Parameter-Varying Modelling of a Turbocharged Diesel Engine**”, University of Cambridge, Trumpington Street, Cambridge, CB2 1PZ, UK 2005

- [Liu 02] C. S. Liu et H. Peng, “Inverse-dynamics based state and disturbance observers for linear time-invariant systems, *Journal of Dynamic System, Measurement, and Control*”, Vol. 124, 375-381, 2002.
- [Laub 03] Jimmy LAUBER « Moteur à allumage commandé avec EGR : modélisation et commande non linéaires », thèse présentée à l’université de Valenciennes ET DU Hainaut-Cambresis pour obtenir le grade de docteur d’université spécialité automatique , soutenue le 05 décembre 2003 .
- [Ma 98] X. J. Ma, Z. Q. Sun et Y. Y. “He, Analysis and design of fuzzy controller and fuzzy observer, *IEEE Trans. of Fuzzy Systems*”, Vol. 9 (1), pp. 41-51, 1998.
- [Maqu 94] D. Maquin, B. Gaddouna et J. Ragot, “Estimation Of Unknown Inputs In Linear Systems, *American Control Conference*”, Vol. 1, pp. 1195-1197, 1994.
- [Maqu 97] Didier MAQUIN, « Diagnostic à base de modèles des systèmes technologiques » Thèse novembre 1997.
- [Mart 04] Joseph MARTIN « Moteurs A Combustion Interne » Université Catholique de Louvain Faculté des Sciences Appliquées Département de Mécanique *Cours MECA 2220 Édition 2004*
- [Mouc02] Moamar SAYED Mouchaweh « Conception d’un système de diagnostic adaptatif et prédictif basé sur la méthode Fuzzy Pattern Matching pour la surveillance en ligne des systèmes évolutifs Application à la supervision et au diagnostic d’une ligne de peinture au trempé » thèse présentée a l’UFR sciences exactes et naturelles pour l’obtention du titre de docteur de l’Université de Reims Champagne-Ardenne en génie informatique, automatique et traitement du signal Soutenue le 11 décembre 2002
- [Nell 96] Nelles, O. & Isermann, R.” **Basis function networks for interpolation of local linear models.**” en IEEE Conference de “ Decision and Control (CDC)”. Kobe, Japan. 470–475. on 1996.
- [Nell 99] O. Nelles. “**Nonlinear System Identification with Local Linear Neuro-Fuzzy Models.**”, thèse de Ph.D. on Darmstadt 1996.
- [Nell 00] Oliver Nelles, Alexander Fink, Robert Babuska, and Magne Setnes, « **Comparison of Two Construction Algorithms for Takagi–Sugeno Fuzzy Models** » conference de l’université de Darmstadt, institute de commande automatique ,publication Landgraf-Georg-Str. 4,D-64283 Darmstadt, 2000.
- [Nils 04] Ylva Nilsson, “**The art of injecting the correct amount of fuel Modelling of a gaseous sequential injection System**” mémoire d’ingénieur Septembre 04.
- [Nybe 99] Mattias Nyberg “**Model Based Fault Diagnosis Methods, Theory, and Automotive Engine Applications** » pour l’obtention de grade de professeur on 1999.
- [Ober 01] Sven Oberg “**Identification and Improvements of an Automotive Diesel Engine Model purposed for Model Based Diagnosis** » département de « Fordonssystem » de l’université de « Tekniska Hogskolan Linkoping Sweden », thèse doctoral Décembre 2001.
- [Olpf 00] Niten Olofsson, “**Evaluation of Observers for Fault Diagnosis on an Automotive Engine**” département de «Electrical Engineering», de l’université de « Tekniska Hogskolan Linkoping Sweden », , mémoire d’ingénieur October 2000.

- **[Paro 03]** Aimé PAROIS « **Suralimentation des moteurs de véhicules par turbocompresseur** » étude de Ingénieur de l'École nationale supérieure des Arts et Métiers et de l'École nationale supérieure du Pétrole et des Moteurs (ENSPM) Directeur du Centre Moteurs ENSPM, Technique de l'ingénieur 2003.
- **[Pat 97]** R. J. Patton et J. Chen, “**Observer-based fault detection and isolation : Robustness and applications, Control Engineering Practice**”, Sifa Vol. 5 (5), pp. 671-682,1997.
- **[Pica 01]** Serge Picard, « **L'injection Diesel haute pression à rampe commune**», Dossier technique A.N.F.A « Association Nationale pour la Formation Automobile » édition 2001.
- **[Ploi 03]** Stéphane Ploix « **Diagnostic des systemes physiques** » , Ecole des Mines de Nantes ,Thèse PHD 2003.
- **[Rago 2000]** J.Ragot, D.Maquin « **Diagnostic des systèmes linéaires** » Livre, Edition HERMES 2000.
- **[Ritz 03]** Jesper Ritz “**Modelling and Fixed Step Simulation of a Turbo Charged Diesel Engine**” , Thèse de mastère 2003
- **[Shwa02]** A.Shwart ,R.Isermann “**Neural network applications for model based fault détection with parity équation**” Publication Darmstadt University Technology 2002 .
- **[Stot 01]** A. Stotsky et I. Kolmanovsky,” **Simple unknown input estimation techniques for automotive applications**”, American Control Conference, pp. 3312-3317, 2001.
- **[Tana 96]** K. Tanaka, T. Ikeda et H. O. Wang, “**Robust stabilisation of a class of uncertain nonlinear systems via fuzzy control : quadratic stability**”, IEEE Trans. Fuzzy Systems, Vol. 4 (1), pp. 1-13, 1996.
- **[Toua 05]** Samir Touaf « **Diagnostic logique des systemes complexes dynamiques dans un contexte multi-agent** » Pour obtenir le titre de thèse de doctorat de L'université Joseph Fourier – Grenoble Spécialité : Automatique – Productique mars 2005.
- **[Vict 04]** Salcedo, J.Vicente, Pieroni, Emanuele, Pérez, Emilio, Blasco, Xavier, Martínez, Miguel, García, J.Vicente « **Real-Time Control And Simulation Of A Non-Linear Model Of Air Management In A Turbocharged Diesel Engine**”, Universidad Politécnica de Valencia, Spain, publication en 2004
- **[Zolg 96]** A. Zolghadri, D. Henry et M. “**Monsion, Design of nonlinear observer for fault Diagnosis**”, A case study, Control Engineering Practice, Vol. 4 (11), pp. 1535-1544, 1996.