



Contribution à la modélisation et à la prédiction de défaillances sur les moteurs Diesel marins

Hassan Moussa Nahim

► To cite this version:

Hassan Moussa Nahim. Contribution à la modélisation et à la prédiction de défaillances sur les moteurs Diesel marins . Thermique [physics.class-ph]. Aix Marseille university, 2016. Français. NNT : . tel-01520012

HAL Id: tel-01520012

<https://theses.hal.science/tel-01520012>

Submitted on 9 May 2017

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

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



Contribution à la modélisation et à la prédiction de défaillances sur les moteurs Diesel marins

THESE EN COTUTELLE

Présentée à l'UNIVERSITE Aix Marseille – Marseille

par Hassan Moussa Nahim

pour l'obtention des grades de :

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE AIX MARSEILLE – DOCTEUR DE L'UNIVERSITE LIBANAISE

Spécialité Automatique

Soutenue le 22 février 2016 devant les membres de jury

M. Gerard Bloch, Professeur, Université Lorraine
M. Ahmed El Hajjaji , Professeur, Université Picardie
Mme Fadila Maroteaux, Professeur, UVSQ - Versailles
M. Hassan Shraim, Docteur, Université Libanaise
M. Mustapha Ouladsine, Professeur, Université Aix Marseille
M. Rafic Younes, Professeur, Université Libanaise

Président de jury
Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Directeur de Thèse
Co-directeur de Thèse

Résumé

Ce travail présente un modèle orienté envers le développement d'un simulateur pour le moteur diesel marin. Dans le but d'avoir un simulateur qui répond aux besoins du moteur étudié au niveau de l'efficacité, la rapidité et la prise en considération des défauts, le modèle étudié est basé sur des modélisations physiques, semi physique, empirique, mathématique et thermodynamique. Le modèle du moteur est divisé en plusieurs sous-modèles dont chacun présente un système réel. Ces systèmes sont : le refroidissement, la lubrification, l'admission de l'air, l'injection, la combustion et les émissions. Les sous-modèles et les caractéristiques dynamiques de chaque bloc sont conçus en respectant les équations principales du fonctionnement du moteur ainsi que les données expérimentales collectées sur un banc d'essai pour un moteur marin diesel fabriqué par la société SIMB sous la référence 6M26SRP1.

Ce modèle a été implémenté sur Matlab/Simulink, et la simulation permet d'obtenir les variables suivantes dans les différentes sous-blocs: pression, température, efficacité, échange de chaleur, angle de vilebrequin, débit du fuel et émissions. Le simulateur sera utilisé pour montrer les dégradations dans les performances du moteur lors de l'occurrence des défauts et peut aider dans l'application des stratégies de diagnostic et de pronostic.

Les différents défauts considérés dans le simulateur sont : défauts injecteur, fuite cylindre, avarie pompe fuel, casse du segment de piston, dégradation de turbocompresseur, dégradation filtre à air, dégradation refroidisseur d'air, fuite d'air, fuite d'eau, fuite et contamination d'huile, encrassement des échangeurs, dégradations pompes.

Abstract

This work presents a simulator model of a marine diesel engine based on physical, semi-physical, mathematical and thermodynamic equations, allowing fast predictive simulations. The whole engine system is divided into several functional blocs: cooling, lubrication, air, injection, combustion and emissions. The sub-models and dynamic characteristics of individual blocs are established according to engine working principles equations and experimental data collected from a marine diesel engine test bench for SIMB Company under the reference 6M26SRP1. The overall engine system dynamics is expressed as a set of simultaneous algebraic and differential equations using sub-blocs and S-Functions of Matlab/Simulink.

The simulation of this model, implemented on Matlab/Simulink has been validated and can be used to obtain engine performance, pressure, temperature, efficiency, heat release, crank angle, fuel rate, emissions at different sub-blocs. The simulator is used to study the engine performance in faulty conditions, and can be used also to assist marine engineers in FDI (fault detection and isolation) as well as designers to predict the behavior of the cooling system, lubrication system, injection system, combustion, emissions, in order to optimize the dimensions of different components.

This program is a platform for fault simulator, to investigate the impact on sub-blocs engine's output of changing values for faults parameters such as: faulty fuel injector, leaky cylinder, worn fuel pump, broken piston rings, a dirty turbocharger, dirty air filter, dirty air cooler, air leakage, water leakage, oil leakage and contamination, fouling of heat exchanger, pumps wear, failure of injectors (and many others).

Table des matières

1.	Introduction.....	22
2.	Généralités sur le moteur diesel	27
2.1	Description.....	27
2.2	Les systèmes de moteur diesel	29
2.2.1	Système de refroidissement	29
2.2.2	Système de lubrification.....	29
2.2.3	Système d'air	30
2.2.4	Système d'injection.....	31
2.3	Principe de fonctionnement	32
2.4	Vitesse et puissance	34
2.5	Combustion.....	34
2.6	Usage.....	35
2.7	Avantages.....	36
2.8	Inconvénients	37
2.9	Les émissions polluantes.....	38
3.	Modélisation du moteur diesel.....	41
3.1	Introduction.....	41
3.1.1	Banc d'essai	43
3.1.2	Identification des paramètres	47
3.2	Systèmes de moteur diesel marin.....	49
3.2.1	Système de refroidissement	50
3.2.1.1	Description.....	50
3.2.1.2	Modèle de systèmes de refroidissement.....	51
3.2.1.3	Identification et Validation expérimentale.....	52
3.2.2	Système de lubrification.....	54
3.2.2.1	Description.....	54
3.2.2.2	Modèles de système de lubrification.....	55
3.2.2.3	Identification et validation expérimentale.....	57
3.2.3	Système d'injection.....	58
3.2.3.1	Description.....	58

3.2.3.2	Modèles de système d'injection.....	61
3.2.3.3	Identification et validation expérimentale.....	62
3.2.4	Système d'admission de l'air	63
3.2.4.1	Description.....	63
3.2.4.2	Modèles de systèmes d'air	64
3.2.4.3	Identification et validation expérimentale.....	65
3.2.5	Cycle thermodynamique	66
3.2.5.1	Description.....	66
3.2.5.2	Modèle de cycle thermodynamique	66
3.2.5.3	Validation expérimentale	69
3.2.6	Les émissions	69
3.2.6.1	Description.....	69
3.2.6.2	Modèles des gaz d'émission	70
3.2.6.3	Identification et validation expérimentale.....	73
3.2.7	Simulateur	74
3.3	Conclusion	77
4.	Etat de l'art sur les défauts de moteur diesel.....	79
4.1	Introduction.....	79
4.2	Type des défauts : classification général.....	84
4.2.1	Position dans le système	84
4.2.2	Caractéristiques par rapport au temps.....	87
4.2.3	Propriétés mathématiques :	89
4.3	Classifications et modèles de défauts dans le moteur diesel :	89
4.3.1	Défauts modélisés comme une constante (défauts brusque).....	90
4.3.2	Modèles de défauts naissants en fonction du temps ou en fonction de nombre de cycle (défaut progressive)	98
4.4	Conclusion et discussion.....	115
5.	Simulation et validation des fonctionnements de simulateur en présence des défauts	120
5.1	Introduction.....	120
5.2	Intégration des défauts dans le modèle du moteur	122
5.2.1	Modèle de systèmes de refroidissement avec défauts.....	123
5.2.2	Modèle de système de lubrification avec défauts (Heywood, 1988) :	124
5.2.3	Modèles de système d'injection avec défauts (Lino et al., 2007).	124

5.2.4	Modèle de système d'air avec défauts (Omran et al., 2008) :	125
5.2.5	Cycle thermodynamique	126
5.3	Simulation et validation des modèles de simulateur avec défauts	126
5.3.1	Défaut blocage du thermostat en position ouvert.....	126
5.3.2	Défaut encrassement de refroidisseur d'huile	129
5.3.3	Simulation de défauts Avance injection.....	132
5.3.4	Fuite du carburant	134
5.3.5	Encrassement filtre air	135
5.4	Simulateur de moteur diesel avec défauts.....	138
5.4.1	Présentation du simulateur	138
5.4.2	Simulation des défauts	140
5.4.2.1	Défaut de blocage du thermostat.....	141
5.4.2.2	Défaut encrassement refroidisseur d'huile.....	142
5.4.2.3	Défaut pompe eau	143
5.4.2.4	Défaut encrassement échangeur de chaleur eau douce- eau brute	144
5.4.2.5	Défaut pompe eau brute	145
5.4.2.6	Défaut encrassement filtre eau brute.....	146
5.4.2.7	Défaut rendement de la pompe d'huile	147
5.4.2.8	Défaut viscosité d'huile	148
5.4.2.9	Défaut encrassement filtre d'huile	149
5.4.2.10	Défaut fuite de carburant.....	150
5.4.2.11	Défaut surface d'injecteur	151
5.4.2.12	Défaut intrusion du liquide dans le carburant	152
5.4.2.13	Défaut d'efficacité de pompe d'injection du carburant.....	153
5.4.2.14	Défaut fuite d'air dans le collecteur d'admission	154
5.4.2.15	Défaut efficacité du compresseur.....	155
5.4.2.16	Défaut blocage à l'entrée de collecteur d'admission	156
5.4.2.17	Défaut couplage turbocompresseur.....	157
5.4.2.18	Défaut fissure de la culasse	158
5.4.2.19	Défaut dégradation du segment.....	159
5.4.2.20	Défaut fissure dans le cylindre.....	160
5.4.2.21	Défaut encrassement de refroidisseur d'huile (progressif)	161
5.4.2.22	Défaut encrassement échangeur eau brute eau douce (progressif).....	162

5.4.2.23 Défaut encrassement refroidisseur d'air (progressif)	163
5.4.2.24 Défaut encrassement filtre eau brute (progressif)	164
5.4.2.25 Défaut encrassement filtre huile (progressif)	165
5.4.3 Analyse de résultats de simulation	166
6. Conclusion et Perspectives	168
References	170
Annexe A : Caractéristiques du moteur 6M26SR	179
Annexe B : Méthode de Nelder-Mead	182

Table des figures

Figure 1 : Vue du bloc moteur	28
Figure 2 : Schéma d'un bloc moteur avec certains composants	28
Figure 3 : Schéma illustratif du circuit de refroidissement	29
Figure 4 : Schéma illustratif de circuit de refroidissement	30
Figure 5 : Schéma illustratif du système d'air	31
Figure 6 : Schéma illustratif du système d'injection	32
Figure 7 : Etapes d'un cycle de moteur à quatre temps	33
Figure 8 Configuration de banc d'essai Badouin (PROJET BMCI)(Khelil, 2013).....	44
Figure 9 : Banc d'essai Baudouin 6M26SRP1(PROJET BMCI)(Khelil, 2013).	45
Figure 10 : Structure d'identification paramétrique.....	48
Figure 11 : Sous système de moteur diesel marin.....	50
Figure 12 : Composants de systèmes de refroidissement	50
Figure 13 : Simulation et validation de système de refroidissement, mesuré (rouge) estimé (bleu). (a) vitesse de rotation de vilebrequin et couple qui sont les entrées du moteur, (b) température de l'eau à la sortie de bloc moteur, (c) température de l'eau brute à la sortie de l'échangeur, (d) Pression de la pompe d'eau	54
Figure 14 : Composants de systèmes de lubrification.....	55
Figure 15 : Simulation et validation de système de lubrification mesuré (rouge) estimé (bleu). (a) vitesse de rotation de vilebrequin et couple qui sont les entrées du moteur, (b) température de l'huile à la sortie du bloc moteur, (c) pression de la pompe d'huile, (d) pression de l'huile à la sortie du filtre	58
Figure 16 : Composants de système d'injection (Lino et al., 2007).	59
Figure 17 : Simulation de la pression de la pompe haute pression et du rail. (a) Pression carburant à la sortie du pompe, (b) Pression du carburant dans le rail	62
Figure 18 : Simulation et validation de systèmes d'injection. (a) vitesse de rotation de vilebrequin et couple qui sont les entrées du moteur, (b) débit de carburant	62
Figure 19 : Composantes de système d'air	63
Figure 20 : Simulation et validation de système d'air, mesuré (rouge) estimé (bleu). (a) couple qui est un entrée du moteur, (b) pression de l'air dans le collecteur d'admission, (c) pression de l'air dans le collecteur d'échappement, (d) Vitesse de rotation du vilebrequin.....	66
Figure 21 : Pression dans la chambre à combustion : (a) P-V cycle, (b) pression dans le cylindre	69
Figure 22 : Valeurs estimé (bleu) et expérimental (rouge) des émissions des gaz. (a) vitesse de rotation de vilebrequin et couple qui sont les entrées du moteur, (b) monoxyde de carbone, (c) hydrocarbure, (d) monoxyde d'azote, (e) suie, (f) PM, (g) dioxyde de carbone.....	74
Figure 23: Simulateur sous Matlab/Simulink.....	75
Figure 24 : Valeurs estimé (bleu) et expérimental (rouge) de fonctionnement du moteur. (a) vitesse de rotation de vilebrequin et couple, (b) température de l'eau à la sortie de bloc moteur, (c) température de l'huile à la sortie du bloc moteur, (d) pression du pompe eau à l'entrée du bloc moteur, (e) pression du pompe huile à l'entrée du bloc moteur, (f) température de l'air d'admission après l'échangeur eau-air, (g) débit du carburant.	76
Figure 25 : Stratégies de détection de défauts avant et après son occurrence	84
Figure 26 : Défauts dans un système physique	84
Figure 27 : Représentation graphique de types de défauts le plus commun des actionneurs du servomoteurs (Ducard, 2009). La ligne pointée présente la valeur de commande et la ligne solide présente la valeur actuel. (a) flottant autour de zéro, (b) verrouillage en place, (c) blocage en valeur maximale (d) perte d'efficacité.	86
Figure 28 : Représentation graphique de défauts dans le capteur, la ligne solide présente la valeur actuelle et la ligne dotée présente la valeur mesurée. (a) Bias, (b) Drift, (c) Perte de précision, (d) Congélation et (e) Erreur de calibration	87

Figure 29 : Les défauts en fonctions du temps. (A) défaut brusque, (B) défaut intermittent, (C) défaut progressive .	88
Figure 30 : Propagation de défauts	117
Figure 31 : Système de refroidissement, position du thermostat bloqué	127
Figure 32 : Thermostat de régulation de la température du liquide de refroidissement.....	127
Figure 33 : Simulation (bleu) et validation expérimentale (rouge) du fonctionnement du moteur. Sans défauts à gauche et avec défaut blocage thermostat à droite. (a) et (b) vitesse de rotation de vilebrequin et couple, (c) et (d) température de l'eau à la sortie de bloc moteur, (e) et (f) température de l'huile à la sortie du bloc moteur, (g) et (h) pression du pompe huile à l'entrée du bloc moteur, (i) et (j) température de l'air d'admission après l'échangeur eau-air, (k) et (l) débit du carburant.	128
Figure 34 : Système de refroidissement, position du refroidisseur d'huile en panne	130
Figure 35 : Vanne avec ouverture contrôle mécaniquement.....	130
Figure 36 : Simulation (bleu) et validation expérimentale (rouge) du fonctionnement du moteur. Sans défauts à gauche et avec défaut encrassement à droite. (a) et (b) vitesse de rotation de vilebrequin et couple, (c) et (d) température de l'eau à la sortie de bloc moteur, (e) et (f) température de l'huile à la sortie du bloc moteur, (g) et (h) pression du pompe eau à l'entrée du bloc moteur, (i) et (j) pression du pompe huile à l'entrée du bloc moteur, (k) et (l) température de l'air d'admission après l'échangeur eau-air, (m) et (n) débit du carburant. ...	131
Figure 37 : Système d'injection, position du défaut avance injection	133
Figure 38 : Simulation et validation expérimentale du fonctionnement du moteur sans défauts (à gauche) et avec défaut avance injection (à droite). (a) et (b) vitesse de rotation de vilebrequin et couple, (c) et (d) débit du carburant.	133
Figure 39 : Mise en place de défaut de fuites de carburant.....	134
Figure 40 : Simulation et validation expérimentale du fonctionnement du moteur sans défauts (à gauche) et avec défaut fuite du carburant (à droite). (a) et (b) vitesse de rotation de vilebrequin et couple, (c) et (d) débit du carburant.	135
Figure 41 : Système d'air, filtre d'air sans défauts	136
Figure 42 : Système d'air, filtre d'air avec défaut d'encrassement.....	136
Figure 43 : Système d'air, position défaut d'encrassement du filtre à air.....	136
Figure 44 : Simulation et validation expérimentale du fonctionnement du moteur sans défauts (à gauche) et avec défaut encrassement filtre air (à droite). (a) et (b) vitesse de rotation de vilebrequin et couple, (c) et (d) pression différentielle du filtre	137
Figure 45 : Simulateur du moteur diesel sous Matlab/Simulink.....	138
Figure 46 : Les entrées de simulateur	138
Figure 47 : Défauts brusques et progressifs inclus dans le simulateur	139
Figure 48 : Simulation du défaut blocage thermostat. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	141
Figure 49 : Simulation du défaut encrassement refroidisseur d'huile. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.....	142
Figure 50 : Simulation du défaut encrassement refroidisseur d'huile. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.....	143
Figure 51 : Simulation du défaut encrassement échangeur de chaleur eau douce-eau brute. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie	

moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	144
Figure 52 : Simulation du défaut de rendement de la pompe eau brute. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	145
Figure 53 : Simulation du défaut de rendement de la pompe eau brute. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	146
Figure 54 : Simulation du défaut de rendement de la pompe d'huile. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	147
Figure 55 : Simulation du défaut de viscosité d'huile. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	148
Figure 56 : Simulation du défaut encrassement filtre d'huile. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	149
Figure 57 : Défaut fuite de carburant. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	150
Figure 58 : Défaut surface d'injecteur. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	151
Figure 59 : Défaut intrusion du liquide dans le carburant. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	152
Figure 60 : Défaut d'efficacité de pompe d'injection du carburant. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	153
Figure 61 : Défaut fuite d'air dans le collecteur d'admission. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	154
Figure 62 : Défaut efficacité du compresseur. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	155
Figure 63 : Défaut blocage à l'entrée de collecteur d'admission. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe	

huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	156
Figure 64 : Défaut couplage turbocompresseur. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	157
Figure 65 : Défaut fissure de la culasse. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	158
Figure 66 : Défaut dégradation du segment. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	159
Figure 67 : Défaut fissure dans le cylindre. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	160
Figure 68 : Défaut encrassement de refroidisseur d'huile (progressif). (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.....	161
Figure 69 : Défaut encrassement échangeur eau brute eau douce (progressif). (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.....	162
Figure 70 : Défaut encrassement refroidisseur d'air (progressif). (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	163
Figure 71 : Défaut colmatage filtre eau brute (progressif). (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	164
Figure 72 : Défaut colmatage filtre huile (progressif). (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.	165
Figure 73 : Transformations géométriques utilisées dans l'algorithme Nelder-Mead.....	183

Liste des Tables

Table 1 : Caractéristiques du Moteur.....	45
Table 2 : Capteur du banc d'essai.....	46
Table 3 : les paramètres à identifier du système de refroidissement.....	53
Table 4 : les paramètres à identifier du système de lubrification.....	57
Table 5 : les paramètres à identifier des émissions.....	73
Table 6 : les composants considérés dans le moteur diesel	82
Table 7 : Occurrences of faults in diesel engine (Oskam et al., 2014).....	89
Table 8 : Défaut brusque dans le moteur diesel.....	97
Table 9 : Défaut progressive dans le moteur diesel	109
Table 10 : les fonctions de distribution de densité de défaillance les plus commune	118
Table 11 : Défaut brusque dans le moteur diesel	121

Liste des publications

Journals

Nahim, H. M., Younes, R., Nohra, C., & Ouladsine, M. (2015). Complete modeling for systems of a marine diesel engine. *Journal of Marine Science and Application*, 14(1), 93-104.

Nahim, H. M., Younes, R., Shraim, H., & Ouladsine, M. (2015). Oriented review to potential simulator for faults modeling in diesel engine. *Accepted in Journal of Marine Science and Technology*.

Nahim, H. M., Younes, R., Shraim, H., & Ouladsine, M. (2016). Development of diesel engine simulator with the potential to generate all the abrupt faults. *Submitted to the Journal of Marine Science and Technology*.

Conférences internationales

Rida, A., Nahim, H. M., Younes, R., Shraim, H., & Ouladsine, M. (2016). Modeling and simulation of the thermodynamic cycle of the Diesel Engine using Neural Networks. *The 14-th IFAC Symposium on Control in Transportation Systems, May 18-20, 2016, Istanbul, Turkey*.

Nahim, H. M., Younes, R., Shraim, R., Djeziri, M., & Ouladsine, M. (2016). Modeling with Fault Integration of the Cooling and the Lubricating Systems in Marine Diesel Engine: Experimental validation. *The 8th IFAC Symposium Advances in Automotive Control, AAC 2016*.

Conférences nationales

MOUSSA-NAHIM, H. Modélisation du Système de refroidissement du moteur Diesel et de ses défauts. *Acte des 10èmes Journées des doctorants du Laboratoires des Sciences de l'Information et des Systèmes J2L6 à Carqueiranne, 3 – 4 Juin 2013*.

Nomenclature

C_B	Capacité thermique du bloc moteur
Q_{ed}	Débit de la pompe eau douce
C_{ped}	Capacité calorifique spécifique de l'eau
T_{esm}	Température de l'eau douce à la sortie du bloc moteur
T_{eseh}	Température de l'eau à la sortie d'échangeur eau-huile
$\dot{m}_f$	Débit du fuel
A_p	Surface interne du piston
C_{echh}	Capacité thermique du l'échangeur
Q_h	Débit d'huile
C_{ph}	Chaleur spécifique de l'huile
T_{eem}	Température d'eau à l'entrée d'échangeur eau-huile
T_{heeh}	Température de l'huile à l'entrée d'échangeur
C_{echa}	Capacité thermique de l'échangeur de chaleur air-eau
Q_a	Débit de l'air
C_{pa}	Chaleur spécifique de l'air
T_{esea}	Température de l'eau à la sortie de l'échangeur air-eau
T_{asc}	Température de l'air à l'entrée de l'échangeur air-eau
k_a	Constante qui dépend du rapport de quantité de l'eau qui passe dans l'échangeur d'air par rapport à celle présent dans le circuit
C_{eche}	Capacité thermique de l'échangeur eau douce-eau brute
T_{ebts}	Température de l'eau brute à la sortie de l'échangeur eau douce-eau brute
K_{th}	Ouverture linéaire du thermostat
Q_{ebt}	Débit de la pompe eau brute
ε_{eche}	Efficacité de l'échangeur eau douce-eau brute
C_{pebt}	Capacité thermique de l'eau brute
T_{ebte}	Température de l'eau brute à l'entrée de l'échangeur eau douce- eau brute
P_{eem}	Pression pompe eau à l'entrée moteur
P_{eep}	Pression eau entrée pompe
W	Vitesse de rotation de vilebrequin
R_{deq}	Résistance équivalente de circuit d'eau douce
C_1, C_2	Constantes, dépendant de la densité et la viscosité de l'eau et du rapport (pompe engrenage diamètre/vilebrequin engrenage diamètre) en relation.
T_{hsm}	Température de l'huile à la sortie du bloc moteur
T_{hem}	Température de l'huile à l'entrée du bloc moteur
T_{hse}	Température de l'huile à la sortie d'échangeur eau-huile
P_{hsf}	Pression à la sortie de filtre
P_{hef}	Pression à l'entrée de filtre
K_{hf}	Constante dépend des caractéristiques du filtre
P_{hem}	Pression huile à l'entrée du moteur (sortie pompe)
P_{hep}	Pression huile entrée pompe

R_{heq}	Résistance équivalente de circuit d'huile
T_0	Température ambiante
ρ_0	Viscosité de l'huile à température T_0
P_p	Pression de la pompe d'injection
P_v	Pression de carburant dans le clapet de refoulement
P_r	Pression de carburant dans la rampe commune
P_i	Pression de carburant dans l'injecteur
P_{cyl}	Pression de l'air dans le cylindre
K_f	Paramètres dépend de la pression du carburant dans chaque composant
$v_p(\theta)$	Volume du chambre de la pompe en fonction de θ (angle de vilebrequin)
v_v	Volume de soupape de distribution
v_r	Volume de la rampe
v_i	Volume de l'injecteur
A_{pi}	Alésage du cylindre de la pompe
h_p	Déplacement axial du piston du pompe d'injection
E_T	Signal carré égale à 1 lors de l'injection
a_{ij}	Constantes positives en fonctionnement normal
u	Signal électronique qui contrôle le débit retournant de la rampe vers le réservoir
$c_{d,cyl}$	Coefficient de décharge
E_{T16}	Somme de signal de 6 électro-injecteurs
c_{ij}	Constantes positives
r	Constante de gaz parfait
γ_a	Rapport entre la capacité thermique à volume et à pression constante de l'air dans le collecteur d'admission
P_a	Pression de l'air dans le collecteur d'admission
V_a	Volume du collecteur d'admission
T_a	Température de l'air dans le collecteur d'admission
$T_{c,ech}$	Température de l'air à la sortie d'échangeur eau-air
$\dot{m}_c$	Débit de l'air à la sortie du compresseur
$\dot{m}_{ei}$	Débit de l'air à l'entrée du cylindre
γ_e	Rapport entre le capacité thermique à volume et à pression constante de l'air dans le collecteur d'échappement
P_e	Pression de l'air dans le collecteur d'échappement
V_e	Volume du collecteur d'échappement
T_e	Température de l'air dans le collecteur d'échappement
T_{eo}	Température de l'air à l'entrée de collecteur d'admission
$\dot{m}_c$	Débit de l'air à la sortie du compresseur
$\dot{m}_{et}$	Débit de l'air à l'entrée du cylindre
$\dot{m}_t$	Débit de l'air à l'entrée de turbine
J_{vil}	Inertie de vilebrequin
T_m	Couple délivré par le moteur
T_p	Torque absorbé par l'hélice

T_f	Couple résistante
w_{tc}	Vitesse de rotation de turbocompresseur
I_{tc}	Inertie du turbocompresseur
η_m	Rendement mécanique du turbocompresseur
η_c	Rendement du compresseur
η_t	Rendement de la turbine
C_{pe}	Capacité thermique de l'air dans le collecteur d'échappement
C_{pa}	Capacité thermique de l'air dans le collecteur d'admission
T_0	Température d'air ambiant
π_c	Rapport de compression dans le compresseur
π_t	Rapport de détente dans la turbine
ϕ_j	Coefficient d'échange de chaleur
θ_{SOI}	Angle de début de l'injection
θ_{AID}	Retard d'allumage (Auto Ignition Delay)
v_p	Vitesse de piston (m/s)
P	Pression dans la tête du cylindre
T	Température dans la tête du cylindre
CN	Nombre de cétane du carburant
$R_i(i=1,2)$	Taux de réaction à l'équilibre
k_{mix}	Constante en relation avec la portion de soot ₀ transformé en CO durant la phase de combustion.
Q_{ID}	Quantité de carburant injectée durant le retard d'allumage (Ignition Delay), dépendant du rapport air/fuel.
V_{sac}	Volume du sac de l'injecteur
x_{sac}	Fraction du fuel entrant dans le cylindre venant du sac
ρ_f	Densité du fuel
A_{HC}	Constante déterminée expérimentalement
x_{HC}	Fraction molaire HC
x_{O_2}	Fraction molaire d'O ₂
A_{sf}, A_{so}	Constantes empiriques à déterminer expérimentalement
E_{sf}, E_{so}	Energies d'activations pour la formation et l'oxydation de suie
P_{O_2}	Pression partielle de l'oxygène
K_{sh}	Constante déterminée expérimentalement
Q	Débit volumétrique de la pompe
W_r	Vitesse de rotation de la pompe
Hp	Pression délivré par la pompe
Tp	Couple causé par la pompe sur son arbre de rotation
$f_H(Q, w_r)$	Modèle de Hp sans défauts
$f_T(Q, w_r)$	Modèle de Tp sans défauts
K_f	Constante représente le défaut de colmatage
ΔB	Constante représente les défauts de frictions

K_l	Constante représente les défauts de fuites
f_c	Constante représente les défauts de cavitations
f_d	Constante représente le fonctionnement à sec
m_{Leakage}	Débit de fuite
C_C	Facteur de contraction de débit
P_{atm}	Pression atmosphérique
t_0	Temps d'initiation de dégradation
a	Longueur du fissure
N	Nombre de cycle
ΔK	Plage du facteur d'intensité de contrainte
Rf^*	Résistance de l'encrassement asymptotique
β	Coefficient de taux de retard de l'encrassement
t	Temps actuels
K	Coefficient d'usure
P	Moyenne de pression de contact
V_s	Vitesse de glissement entre les deux surfaces
$V_{\text{oil},T}$	Viscosité de l'huile à une température T
$V_{\text{Water},T}$	Viscosité de l'eau à une température T
P	Fraction de volume de l'eau dans l'huile
ρ_0	Densité de l'huile à la température ambiante
A_{ref}	Surface de la flaque d'huile sous le segment supérieur
A^*	Coefficient non dimensionnel, qui représente la surface de la flaque sous le segment supérieur
h_i	Epaisseur du film sous le segment supérieur
h^*	Coefficient non dimensionnel représentant le changement de l'épaisseur de film d'huile par seconde
V_0	Volume initial trouvé dans les jonctions de point de contact
η_1	Facteur d'usure en régime permanent
F_n	Charge normale appliquée dans le contact entre deux surfaces
k	Facteur d'usure du période de démarrage
U_p	Vitesse de piston
D_r	Diamètre de segment
T_r	Epaisseur du segment
P_{asp}	Pression de contact entre les surfaces
V	Vitesse radiale du segment
T	Temps de cycle du moteur
s	Course de piston
m	Numéro de segment
N	Nombre de cycles du moteur
P_w	Pression causée par la charge appliquée par le segment
$(P_w)_m$	Somme de variations de la charge quand l'épaisseur de film est en-dessous de la limite LLFL (lower limit for fluid film lubrication),

k_w	Facteur d'usure dans la période de fonctionnement
λ_{SE}	Taux de défaillance de l'étanchéité
$\lambda_{SE,B}$	Taux de défaillance de base de l'étanchéité
Q_{af}	Débit de fuite actuel
Q_f	Débit de fuite admissible dans les conditions d'utilisation
λ_{VA}	Taux de défaillance du groupe de soupape en défauts
λ_{SV}	Taux de défaillance de l'action de glissement de groupe de soupape
λ_{SE}	Taux de défaillance de l'étanchéité
λ_{SP}	Taux de défaillance du ressort
λ_{SO}	Taux de défaillance de solénoïde
λ_{HO}	Taux de défaillance de l'encastrement de soupape
λ_{BE}	Taux de défaillance de roulement
$\lambda_{BE,B}$	Taux de défaillance de base de roulement
C_v	Facteur de multiplication qui dépend de lubrification
C_{CW}	Facteur de multiplication qui dépend du niveau de l'eau présent
C_t	Facteur de multiplication qui dépend de la température de fonctionnement
C_{SF}	Facteur multipliant qui dépend des conditions de fonctionnement
λ_{AC}	Taux de défaillance de l'actionneur
$\lambda_{AC,B}$	Taux de défaillance de base de l'actionneur
C_{CP}	Facteur multiplicatif de contamination
C_T	Facteur multiplicatif de température
λ_P	Taux de défaillance total du pompe
λ_{SE}	Taux de défaillance totale de tous les étanchéités du pompe
λ_{SH}	Taux de défaillance de l'arbre du pompe
λ_{BE}	Taux de défaillance de roulement de pompe
λ_{CA}	Taux de défaillance de l'enveloppe du pompe
λ_{FD}	Taux de défaillance du fluide dans le pompe
λ_F	Taux de défaillance du filtre
$\lambda_{F,B}$	Taux de défaillance de base de filtre
C_{DP}	Facteur multiplicatif qui dépend de l'effet de pression différentiel sur le filtre
C_V	Facteur multipliant qui considère les effets de vibration sur le taux de défaillance de base
C_{CS}	facteur multipliant qui considère l'effet de conditions de démarrage à froid sur le taux de défaillance de base
λ_C	Taux de défaillance totale du compresseur
λ_{SH}	Taux de défaillance de l'arbre du compresseur
λ_{BE}	Taux de défaillance totale de roulement du compresseur
λ_{CA}	Taux de défaillance total de l'enveloppe du compresseur
λ_{VA}	Taux de défaillance totale pour le groupe des soupapes
λ_{SE}	Taux de défaillance de l'étanchéité du compresseur
λ_{DC}	Taux de défaillance totale du configuration de la conception du compresseur
λ_{TD}	Taux de défaillance totale du capteur

$\lambda_{TD,B}$	Taux de défaillance de base du capteur
λ_S	Taux de défaillance des éléments de détection
λ_T	Taux de défaillance de ligne de transmission
λ_C	Taux de défaillance de dispositif de calcul
λ_{PS}	Taux de défaillance de source d'énergie
λ_X	Taux de défaillance des autres composants du capteur
λ_{BC}	Taux de défaillance totale du ceinture
$\lambda_{BC,B}$	Taux de défaillance de base du ceinture
C_{BL}	Facteur multiplicatif qui dépend de la charge
C_T	Facteur multiplicatif qui dépend de la température de fonctionnement
C_{PD}	Facteur multiplicatif qui dépend du diamètre de la poulie
C_{BT}	Facteur multiplicatif qui dépend du type de ceinture
C_{BV}	Facteur multiplicatif qui dépend des conditions de fonctionnements de l'entraîneur
C_{SV}	Facteur multiplicatif qui dépend de la vibration de l'environnement de l'entraîneur
λ_{PE}	Taux de défaillance de poulie entraîneur et entraîné
λ_{PT}	Taux de défaillance totale du tuyau
$\lambda_{P,B}$	Taux de défaillance de base de tuyau
C_E	Valeur multiplicatif dépend de conditions environnementales.

Remerciements

Ce travail de Thèse a été effectué à l'université Aix Marseille en partenariat entre le Laboratoire de sciences de l'information et de systèmes (LSIS), UMR CNRS 7296, et l'Université Libanaise Faculté de Génie (ULFG).

Tout d'abord je remercie mes co-directeurs de Thèse, Monsieur Rafic YOUNES et Monsieur Mustapha OULADSINE, pour avoir encadré cette Thèse et m'avoir toujours accordé leur confiance. Leur enthousiasme et leur disponibilité ont énormément contribué à la réussite de ce travail.

J'exprime toute ma gratitude à Monsieur Gérard BLOCH, Professeur à l'Ecole Supérieure des Sciences et Technologies de l'Ingénieur de Nancy, de m'avoir fait l'honneur d'examiner cette thèse et de présider le jury. Qu'il trouve ici l'expression de ma gratitude pour l'intérêt qu'il a accordé à mes travaux.

Je remercie Ahmed El HAJJAJI, Professeur à l'Université Picardie et Fadila MAROTEUX, Professeur à l'université de Versailles d'avoir rapporté ce document, et pour l'intérêt qu'ils ont manifesté pour cette étude.

Je suis extrêmement sensible à l'honneur que m'a fait Monsieur Hassan SHRAIM, Professeur à l'Université Libanaise – Faculté de génie, en acceptant de participer à mon jury. Qu'il trouve ici l'expression de ma gratitude.

Enfin je dédie mon travail à ma famille qui m'a toujours soutenu et encouragé et à qui j'exprime toute ma gratitude.

Hassan MOUSSA-NAHIM

Chapitre 1

Introduction

1. Introduction

Les moteurs Diesel modernes deviennent de plus en plus complexes, et aussi sévèrement soumis à des normes internationales constamment mises à jour en termes de consommation et du respect de l'environnement. Le moindre défaut dans ces moteurs peut engendrer une dégradation de ses performances ainsi qu'une augmentation de ses émissions polluantes. Due aux complexités du moteur diesel, il n'est toujours pas facile d'avoir des données réelles sur le fonctionnement en mode dégradé, et il n'est pas possible d'émuler des dégradations progressives sur la majeure partie de ses composants, même aux laboratoires. D'où l'intérêt de développer un modèle dynamique, pour analyser et comprendre les processus de dégradation dans le but d'améliorer le rendement, le diagnostic et la maintenance. Le moteur diesel est composé par différents sous-systèmes : Le système de refroidissement qui assure le maintien du moteur à une température optimale de fonctionnement, le système de lubrification qui réduit le frottement entre les composants du moteur, le système d'injection qui assure l'injection du fuel dans le cylindre juste avant la combustion, le système d'admission qui conduit l'air vers la chambre de combustion. La dégradation d'un composant dans ces sous-systèmes peut engendrer une perturbation de toutes les performances du moteur (diminution du rendement, accélération de l'usure par frottement, augmentation de la consommation de carburant, détérioration de certains composants...).

Plusieurs modèles de sous-systèmes de moteurs diesel sont développés dans la littérature en fonction du domaine d'utilisation. Pour le système de refroidissement, par exemple, on trouve des modèles destinés à la simulation du comportement du moteur en fonctionnement nominal, et afin de répondre aux besoins de conception et de dimensionnement [1][2], des modèles dynamiques pour la commande [3], et des modèles utilisés pour le diagnostic du moteur diesel [4][5] ont été développés.

Par contre, nous ne trouvons pas dans la littérature des publications sur la modélisation du moteur diesel complète, incluant les modèles de tous ses sous systèmes, en plus, nous sommes intéressés aussi, de développer un modèle basé sur des équations explicites, physiques, semi physiques et empiriques, et non pas des modèles de boîtes noires, puisque nous sommes intéressés d'utiliser un tel simulateur pour y introduire des modèles de défaut, et ce qui ne convient pas avec les modèles de boîte noire. D'où, dans ce travail, nous développons des modèles dynamiques, en intégrant quelques types de défauts pour les systèmes suivants : le système de

refroidissement, le système de lubrification, le système d'injection, le système d'air, le cycle thermodynamique et les émissions. La calibration des paramètres du modèle a été faite en utilisant les mesures du banc d'essai existant à l'Université Aix Marseille. Ce banc a été réalisé par la société SIMB (sous la référence 6M26SRP1-Figure 9), il est composé de six cylindres avec injection directe et il peut délivrer une puissance maximale de 331 KW et une vitesse maximale de 1800 tr/mn.

Tout d'abord, ce modèle est utilisé pour simuler le fonctionnement du moteur diesel, et pour visualiser les paramètres lors du fonctionnement, comme la pression des pompes, la température de l'eau et de l'huile, le rendement de l'échange thermique, les débits du fuels, la pression et la température dans le cylindre, les émissions du moteurs, la vitesse de rotation de vilebrequin et autres... ces variables sont comparés avec celles données par le banc d'essai dans les mêmes conditions de fonctionnement et avec les mêmes entrées. La comparaison entre le modèle et la mesure montre une précision acceptable sur plusieurs scénarios.

Ensuite, après une recherche bibliographique sur les pannes et les défauts qui peuvent se produire sur les moteurs diesel, nous avons trouvé que ces défauts sont classés selon trois catégories. La première comporte la localisation de défauts dans le moteur (défaut sur un capteur, défaut sur un actionneur ou défaut dans le système physique). Cette classification montre que l'origine d'un comportement anormal visualisé dans le système peut venir d'un défaut du système physique, ou d'un défaut dans le capteur mesurant les variables, ou bien d'un défaut dans l'actionneur qui contrôle le moteur. La deuxième se manifeste par la variation de défaut en fonction du temps, que ce soit un défaut soudain (qui apparait brusquement dans le moteur en ayant des influences sur tout son fonctionnement, *e.g.* le casse d'une pompe, la détérioration d'un composant et les fuites) ou bien un défaut naissant, c'est-à-dire un défaut progressif venant du vieillissement des matériaux et de la fatigue, comme le vieillissement de filtre d'huile, l'encrassement des échangeurs. Le troisième classement est catégorisé selon les propriétés mathématiques des modèles, que ce soit un modèle additif ou un modèle multiplicatif. Par exemple, le défaut de capteurs s'exprime en tant que modèle additif s'il correspond à une quantité ajouté par le capteur, ou bien d'un modèle multiplicatif, si la mesure délivrée par le capteur est multipliée par une constante.

Ensuite les modèles de défauts sont intégrés dans les équations modélisant le fonctionnement du moteur, on s'intéresse plus au classement des défauts selon leurs variation en fonction du temps (brusque ou progressive). Certains défauts sont introduits sur le banc d'essai, la simulation de ces défauts sur le simulateur montre une bonne cohérence avec celle du banc d'essai. D'autres défauts, sont difficiles à introduire sur le banc, donc on n'en dispose pas de données réelles et ils sont introduits et simulés sur le simulateur. La totalité des défauts brusques est introduite dans le modèle avec certains défauts progressifs ; le reste des défauts progressifs sont à étudier dans un travail complémentaire, afin d'avoir un simulateur comprenant tous les défauts possibles des moteurs diesel.

Donc, avec ce simulateur il est possible d'étudier l'effet des dégradations et des pannes sur les états du système. On peut l'utiliser pour valider des algorithmes de diagnostic, de pronostic, de commande tolérante aux fautes et de maintenance conditionnelle.

Après avoir introduit le sujet dans le présent chapitre, le manuscrit de thèse sera organisé comme suit : le chapitre 2 présentera une description générale du moteur diesel, les composants de ses systèmes, son principe de fonctionnement, son rendement, les domaines d'utilisation, ses avantages et ses inconvénients par rapport au moteur à essence. Ensuite, le chapitre 3 présentera une description et une modélisation de différents sous-systèmes du moteur diesel avec les interactions entre eux. Ces sous-systèmes sont : système de refroidissement, système de lubrification, système d'injection, système d'air, le cycle thermodynamique et les émissions. Nous présentons aussi dans ce chapitre, les moyens permettant de quantifier les performances du moteur Diesel. Finalement dans ce chapitre, nous trouvons la validation du modèle globale avec des données expérimentales issue du banc moteur, dont son instrumentation est présentée.

Le chapitre 4 sera consacré à une étude bibliographique sur les défauts qui ont lieu sur le moteur diesel, et les types de ces défauts. Ces derniers sont classés en 3 catégories : La première classification est faite selon la localisation de défauts dans le moteur (défaut capteur, défaut actionneur, défaut système). Une deuxième classification touche au comportement des défauts par rapport au temps (défaut brusque et défaut progressif). La troisième classification souligne la manière de modélisation des défauts (additif et multiplicatif). Ensuite, nous déterminons 23 défauts brusques en présentant leurs modèles. Pour les défauts progressifs, une recherche sur les différents types de modélisation est présentée : de modèles physique, empirique, statistique,

probabiliste, neural network etc. Parmi les différentes méthodes de la modélisation nous choisissons tout d'abord le modèle physique et empirique (19 défauts), qui sont convenables à introduire dans notre modèle.

Le chapitre 5 mettra en lumière l'injection de ces défauts dans notre modèle, ensuite de faire une analyse sur le comportement de différents paramètres en présence de défauts. Certains défauts sont validés avec des données expérimentales, les autres défauts sont simulés par le simulateur. Les résultats obtenus montrent une bonne précision avec le banc d'essai.

Enfin, le chapitre 6 abordera la conclusion et les perspectives de ce travail. En effet, un simulateur du moteur diesel a été réalisé sous Matlab/Simulink. Ce simulateur simule le comportement nominal (avec un modèle validé) du moteur et on peut aussi injecter des défauts brusques et quelques défauts progressifs. La perspective de ce travail est d'introduire tous les défauts dans le simulateur, et d'utiliser le simulateur dans le diagnostic, pronostic et dimensionnement des composants.

Chapitre 2

Généralités sur le moteur diesel

2. Généralités sur le moteur diesel

Conçu par Rudolph Diesel au début des années 1900, le moteur diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané par un phénomène d'autoallumage (auto-inflammation). Pendant le temps de compression l'air est comprimé à une pression comprise entre 30 et 55 bars (moteurs atmosphériques) ou entre 80 et 100 bar (moteurs suralimentés par turbocompresseur) et simultanément chauffé à une température comprise entre 700 et 900 °C grâce à un fort taux de compression (rapport volumétrique de 14 :1 à 25 :1). Cette température suffit pour provoquer l'auto-inflammation du carburant injecté peu avant la fin de la compression au voisinage du point mort haut du piston.

Au début, le carburant était du charbon pulvérisé, mais ses résidus de combustion usaient prématurément le moteur. Pour cela Rudolf Diesel a préféré de trouver un autre carburant liquide ; le gazole. Celle-ci est moins coûteux et se pulvérisant mieux. Rudolf Diesel a développé son moteur dans la fabrique de machines d'Augsburg (Maschinenfabrik Augsburg). Après l'invention de pompe à injection en 1924, le Français Lucien-Eugène Inchauspé (1867-1930) en fit un moteur performant.

Le moteur Diesel à taux de compression élevé a connu une expansion rapide en automobile en Europe à partir de la fin des années 1980, lorsque la suralimentation par turbocompresseur, en a notablement amélioré les performances, avec comme conséquence une contribution importante à la pollution routière.

La part du diesel dans les ventes de voitures neuves en France baisse d'année en année : 65 % au 1er trimestre 2014 contre 69 % sur la même période de 2013, 73 % en 2012 et 77 % en 2008. Elle reste cependant l'un des premier pays européen préférant le Diesel, derrière le Luxembourg, l'Irlande et le Portugal, mais devant l'Espagne (66,3%), et nettement au-dessus de la moyenne ouest-européenne (53,3% en 2013).

2.1 Description

Le bloc-cylindres, aussi appelé bloc-moteur, constitue le bâti d'un moteur à pistons dont la partie intérieure est usinée pour former les cylindres ou les logements de chemises, s'il s'agit d'un

moteur à chemises rapportées. L'eau de refroidissement circule librement à l'intérieur du carter-moteur. La partie supérieure du bloc est dressée pour former le plan de joint pour la culasse, qui vient coiffer les cylindres. (Voir Figure 1 et Figure 2).

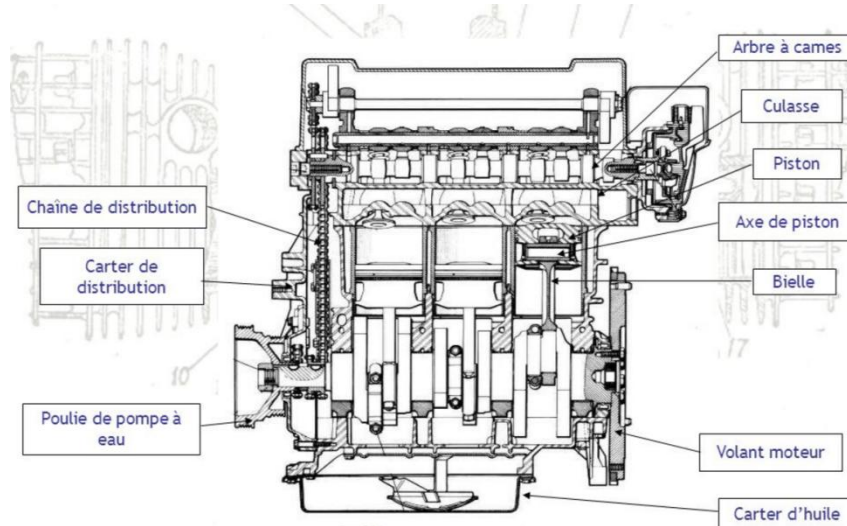


Figure 1 : Vue du bloc moteur

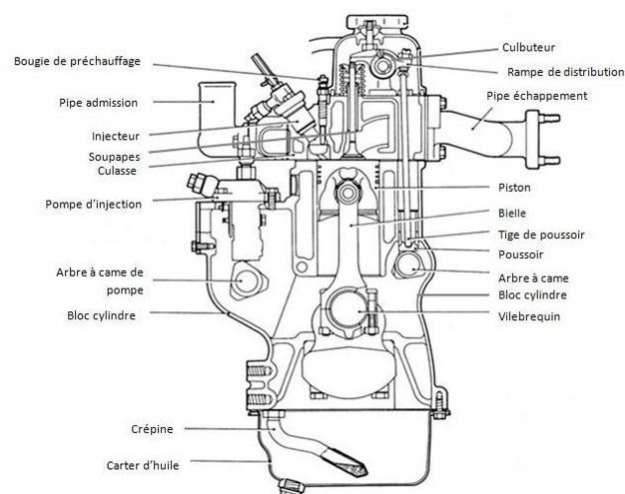


Figure 2 : Schéma d'un bloc moteur avec certains composants

Le bloc-cylindres est l'organe fixe du mécanisme moteur qui établit l'espace nécessaire à l'évolution du cycle à 4 temps. Il reçoit l'embellage ou les organes mobiles. Le bloc-cylindres est aussi le support de la culasse, qui ferme la partie haute du moteur, et du carter inférieur, qui obture le bas du moteur. Il est soumis à toutes les forces engendrées durant le fonctionnement du moteur : couples, vibrations, etc.

La culasse ferme le haut des cylindres pour constituer ainsi les chambres de combustion. Généralement, elle est assemblée au bloc-cylindres au moyen de vis ou de goujons. Entre la culasse et le bloc-cylindres est placé le joint de culasse.

Le piston permet l'échange d'énergie entre les gaz et l'embellage. Pendant la détente, les gaz fournissent de l'énergie au piston, mais au cours des autres temps du cycle, c'est la bielle qui commande le mouvement du piston.

2.2 Les systèmes de moteur diesel

2.2.1 Système de refroidissement

Le **circuit de refroidissement** a pour rôle de prévenir la surchauffe du moteur. Étant donné qu'un moteur à combustion peut atteindre des températures extrêmement élevées, la chaleur ainsi créée doit être dissipée. Il est essentiel que le circuit de refroidissement soit efficace afin d'éviter de « brûler le moteur ». Il est constitué par plusieurs composants présentés dans la Figure 3.

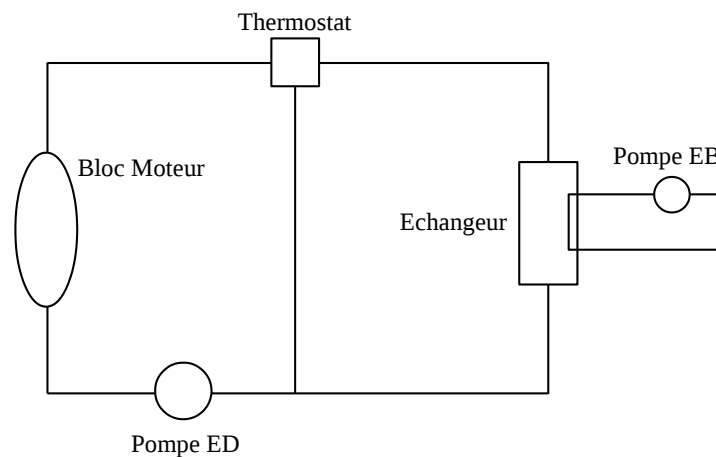


Figure 3 : Schéma illustratif du circuit de refroidissement

2.2.2 Système de lubrification

Le système de lubrification (Figure 4) remplit plusieurs fonctions importantes afin d'assurer une lubrification adéquate. Il fonctionne pour maintenir le moteur propre en éliminant la rouille et la

corrosion. L'huile de moteur fournit un film de protection, pour éviter le contact métal/ métal et pour réduire le frottement. L'huile aide aussi à évacuer la chaleur de certains composants du moteur, et à éliminer les particules d'usure. Il contribue également à l'étanchéité des segments de piston.

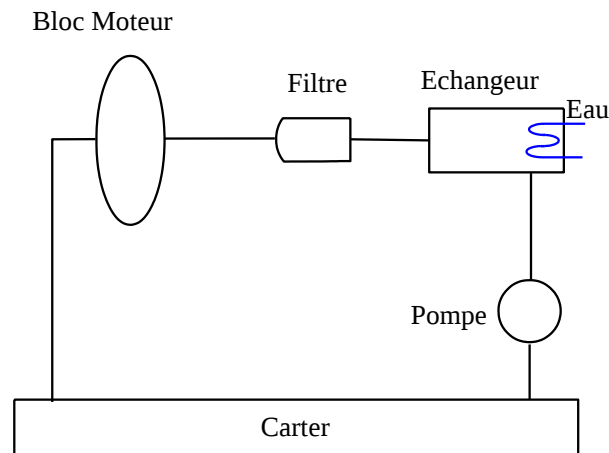


Figure 4 : Schéma illustratif de circuit de refroidissement

2.2.3 Système d'air

Le système d'air a pour rôle d'acheminer l'air vers la chambre de combustion, une suralimentation à l'aide d'un turbocompresseur est souvent utilisée pour améliorer le rendement du moteur. La suralimentation des moteurs à combustion et explosion a été proposée dès les premiers développements de ces moteurs. Ce principe est à ce jour largement répandu sur les moteurs diesel modernes et dans une moindre mesure sur les moteurs à essence.

Les gaz d'échappement entraînent une turbine, reliée par un arbre à un compresseur (Figure 5). Ce dernier aspire de l'air ambiant, le comprime, et l'envoie dans les cylindres en passant éventuellement par un refroidisseur permettant d'augmenter davantage la densité de l'air. Le fait d'envoyer de l'air déjà comprimé dans les cylindres permet de diminuer l'énergie à apporter en plus pour atteindre la pression requise à l'auto-inflammation et d'augmenter sensiblement la quantité d'oxygène disponible pour la combustion. Plus la quantité d'oxygène introduite est importante, plus on a la possibilité d'injecter davantage de carburant et d'obtenir une puissance

moteur plus grande. La Figure 5 représente un schéma d'une boucle d'air et d'échappement avec turbocompresseur et sans EGR.

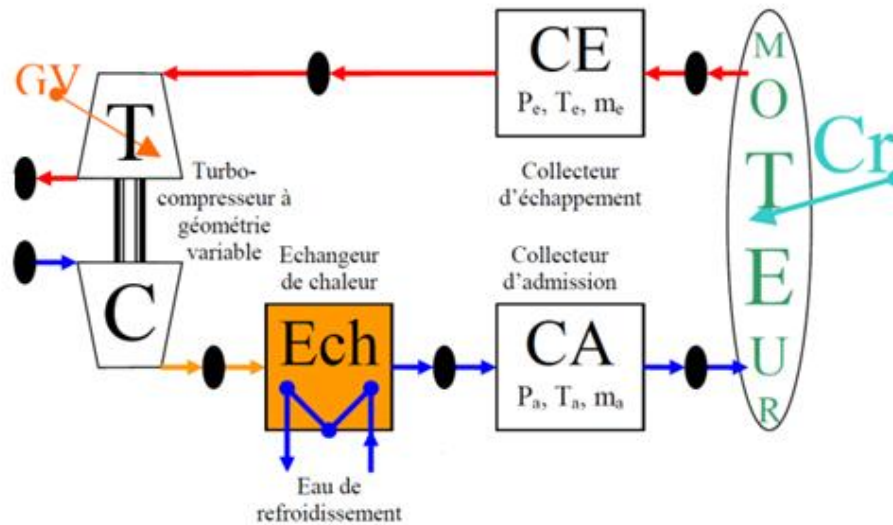


Figure 5 : Schéma illustratif du système d'air

2.2.4 Système d'injection

Le système d'injection (Figure 6) conduit le carburant à partir du réservoir vers la chambre de combustion. Les principaux éléments d'un système d'injection diesel à rampe commune (Commun rail) sont : un circuit de basse pression, y compris le réservoir de carburant et une pompe à basse pression. Une pompe à haute pression avec une soupape de livraison, une rampe commune et des injecteurs commandés électroniquement. La pompe basse pression envoie le carburant provenant du réservoir à la pompe à haute pression. Lorsque la pression à la sortie de la pompe haute pression augmente, et dépasse un seuil donné, la soupape de distribution ouvre, permettant au carburant son entrée à la rampe commune, qui alimente les électro-injecteurs. La rampe commune a une valve électro-hydraulique commandée par l'unité de contrôle électronique (ECU), qui fait le retour d'une quantité de carburant vers le réservoir pour régler la pression de carburant dans la rampe à une valeur de référence.

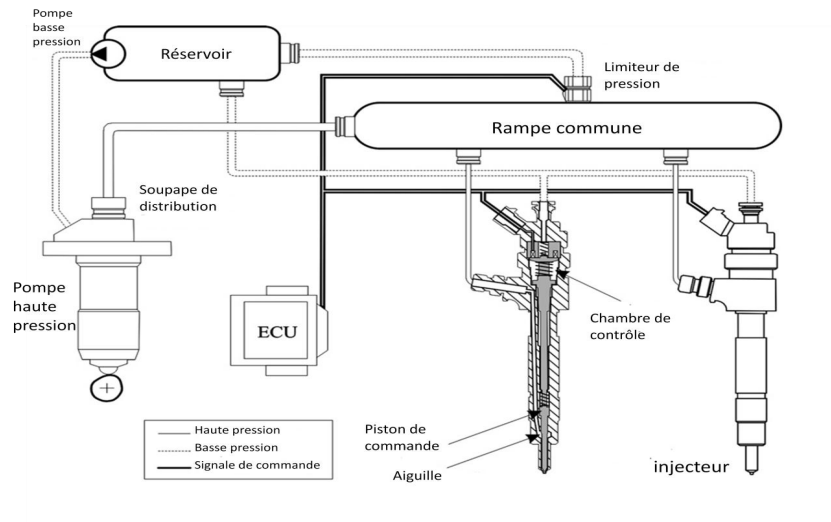


Figure 6 : Schéma illustratif du système d'injection

2.3 Principe de fonctionnement

Le fonctionnement du moteur est basé sur l'auto-inflammation du gazole dans de l'air comprimé à 20 :1 (environ 35 bar), ou la température est portée de 600 à 1500 °C environ. Le carburant injecté (pulvérisé) avant la fin de phase compression, s'enflamme instantanément, sans la besoin d'une bougie. En brûlant, la pression et la température dans le cylindre augmente rapidement (60 à 150 bars), repoussant le piston qui fournit une force de travail sur une bielle, laquelle entraîne la rotation du vilebrequin .

Les quatre temps du cycle Diesel (Figure 7) sont :

- **L'admission**, lors de cette phase le piston se déplace du PMH vers le PMB. Pour cette phase les soupapes d'admission sont ouvertes et permettent donc au gaz frais de pénétrer dans la chambre de combustion. Ces gaz sont généralement composés d'air et de gaz brûlés provenant des cycles précédents (EGR). Afin d'optimiser le remplissage, l'ouverture des soupapes d'admission (IVO) a lieu avant le PMH, de même leur fermeture s'effectue généralement après le PMB (IVC).
- **La compression**, cette phase débute une fois les soupapes d'admission fermées. Pour ce second temps, le cylindre contient une certaine masse d'air et d'EGR. Le mouvement du piston depuis le PMB vers le PMH exerce une compression sur ce mélange de gaz qui

modifie les conditions thermodynamiques dans la chambre. C'est lors de cette phase qu'une majeure partie du carburant est injectée. La combustion débute généralement avant le PMH et donc avant la fin de cette phase. Ce début de combustion est piloté par le phénomène d'auto inflammation qui peut être contrôlé par les conditions thermodynamiques dans la chambre ainsi que le phasage des injections.

- **La détente**, cette phase débute une fois le PMH atteint et dure jusqu'à l'ouverture des soupapes d'échappement (EVO). Pour ce troisième temps, les différentes soupapes restent fermées et c'est durant cette phase qu'une grande partie du mélange réactif brûle et occupe tout le volume de la chambre. Selon les stratégies d'injection, une partie du carburant peut encore être introduit lors de cette phase. C'est principalement durant celle-ci que l'énergie chimique contenue dans le carburant est transformée en énergie mécanique au travers du travail exercé par les gaz sur le piston.

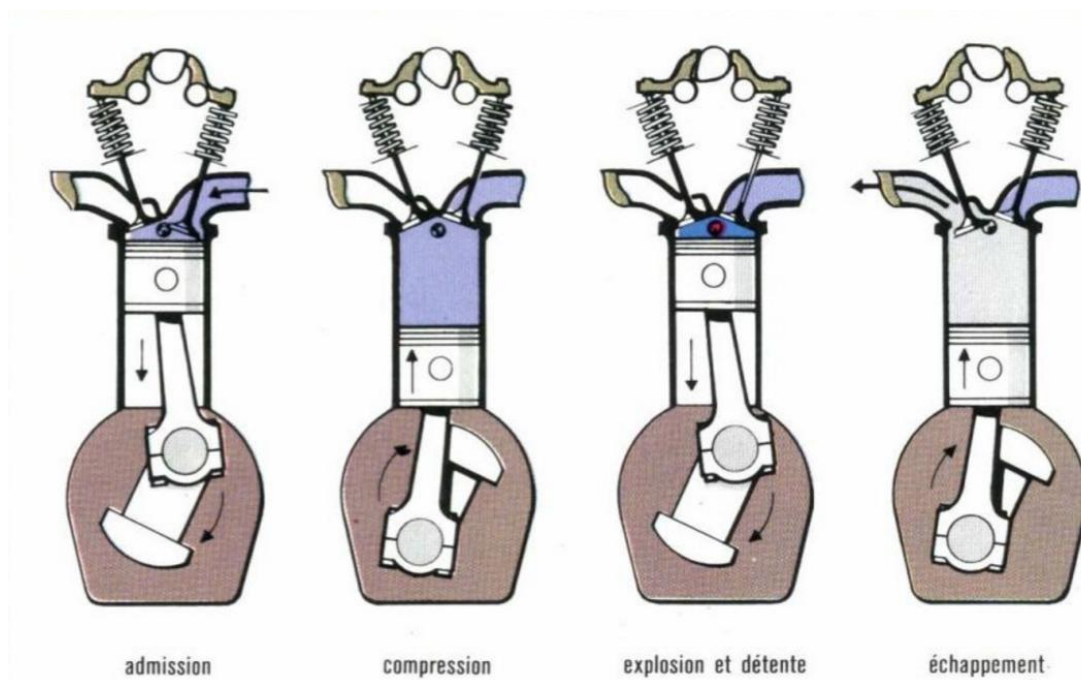


Figure 7 : Etapes d'un cycle de moteur à quatre temps

- **L'échappement**, cette phase débute une fois les soupapes d'échappement ouvertes (EVO). Lors de ce temps, le piston remonte du PMB vers le PMH et pousse ainsi les gaz brûlés dans la tubulure d'échappement. Le cycle quatre temps se termine donc une fois

cette phase finie, c'est-à-dire lorsque le piston a atteint le PMH. il existe généralement une stratégie de croisement de soupapes (admission / échappement) qui est utilisée afin d'optimiser le remplissage du cylindre.

Selon la méthode d'injection de carburant, deux grandes familles de moteurs émergent :

- **les moteurs à injection directe**, qui donne des consommations plus faibles, des émissions d'oxydes d'azote plus élevées. Ils sont de loin les plus répandus pour les applications stationnaires, de propulsion navale et pour les moteurs de véhicules poids lourds et utilitaires.
- **les moteurs à injection indirecte**, qui est actuellement largement majoritaire pour les applications aux véhicules de tourisme, du fait d'une puissance massique plus élevée, d'un système d'injection moins coûteux et de bonnes performances sur une large plage de régimes. La consommation plus élevée les a progressivement fait disparaître pour les applications industrielles et les poids lourds.

2.4 Vitesse et puissance

Les vitesses de rotation des moteurs Diesel sont très différentes d'un moteur à un autre. En effet, plus le moteur est gros, plus la course du piston est grande, et plus le moteur est lent. Trois classes de moteurs sont ainsi définies :

- moteur lent : moins de 200 tr/min
- moteur semi rapide : entre 400 et 1 000 tr/min
- moteur rapide : 1 000 tr/min et plus

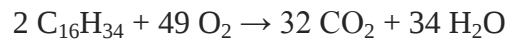
2.5 Combustion

La combustion du carburant se passe dans les cylindres du moteur, qui consiste à une oxydation de carburant par le dioxygène de l'air. Les produits de cette réaction sont le dioxyde de carbone et l'eau si le carburant ne contient pas que des hydrocarbures, et si la combustion était complète

et non accompagnée par de réactions secondaires. La combustion dégage de la chaleur car c'est une réaction exothermique.

Supposant que le carburant est constitué d'hexadécane, on peut écrire, par une première approximation, la réaction de combustion du moteur Diesel, par une équation de combustion complète de l'hexadécane :

hexadécane + dioxygène $\rightarrow$ dioxyde de carbone + eau soit :



La chaleur dégagée est d'environ 9 951 kJ (PCI) par mole de carburant brûlée. Dans les conditions stœchiométriques de la combustion "neutre" (sans excès d'oxygène), il faut 3,46 g de dioxygène pour brûler 1 g d'hexadécane, soit, pour une combustion à l'air, 14,96 g d'air (supposé sec) par g d'hexadécane. Cette combustion neutre dégagera, pour chaque gramme d'hexadécane brûlé : 15.96 g de gaz, contenant 11.30 g de diazote, 0.19 g d'argon, 3.12 g de dioxyde de carbone (dont 3.11 g provenant de la combustion de l'hexadécane) 1.35 g de vapeur d'eau. En pratique, le ratio utilisé dans les moteurs Diesel est plutôt de 30 g d'air par gramme de gazole.

2.6 Usage

Le moteur Diesel sont utilisé lorsqu'il y a un besoin d'un couple important ou d'un bon rendement, c'est comme les cas dans les locomotives, les bateaux, les camions, les tracteurs agricoles, les groupes électrogènes, les engins de travaux publics ou automobiles.

D'un point de vue historique, c'est la marine de guerre qui s'intéresse en premier aux moteurs Diesel. En effet, le gazole a un pouvoir calorifique volumique plus important que l'essence. En revanche, la motorisation Diesel est rarement utilisée sur les motocyclettes et les avions, notamment pour une question de masse embarquée, à l'exception des avions Clerget qui se distinguaient par un rapport poids-puissance comparable à celui d'un moteur à essence, mais la Seconde Guerre mondiale en a stoppé le développement. Toutefois, l'utilisation de moteurs Diesel sur avions légers, apparue dans les années 1980, commence à se développer : Cessna L19 équipé d'un moteur Diesel de Renault 25 poussé à 135 ch en 1988, avion de construction amateur Dieselis équipé d'un Isuzu (Opel) 70 ch en 19987. Les motocyclettes à motorisation Diesel ont

connu quelques essais sporadiques, mais la production reste soit amateur, soit très intimiste par de petites entreprises, soit par l'armée mais maintenant abandonnée.

2.7 Avantages

Le succès de moteur diesel dans l'automobile est essentiellement à son rendement supérieur à celui du moteur à essence. Ce rendement peut être encore amélioré par de technologies novatrices :

- La suralimentation qui fait appel à un compresseur pour augmenter la quantité d'air introduite dans le cylindre, ce qui est particulièrement avantageux dans l'aviation où la pression atmosphérique diminue avec l'altitude. Ce principe permet d'augmenter la puissance du moteur sans augmenter sa cylindrée, ni son régime. Il permet aussi d'accroître le rendement : la puissance et le couple augmentent plus que la consommation de carburant. Il existe plusieurs solutions pour comprimer l'air d'admission :
- Le compresseur volumétrique entraîné par le moteur.
- Le turbocompresseur, (ou turbo) entraîné par une turbine activée par les gaz d'échappement d'un moteur thermique, dont on récupère ainsi partiellement l'énergie (environ 25 % de l'énergie fournie par le carburant). Les modèles les plus récents sont « à géométrie variable » (TGV), technologie qui leur permet d'être plus performants à bas régime.

L'injection directe au début n'était pas utilisée dans l'automobile, mais seulement sur les moteurs lents (industriels, poids-lourds et marins). Mais ensuite, le premier moteur Diesel à injection directe installé sur un véhicule particulier a été installé en 1986. Les autres avantages du moteur Diesel par rapport aux moteurs à essence sont les suivants :

- Le moteur diesel considéré au début comme un moteur sale à cause de son carburant moins raffiné, de la fumée qu'il produisait et du bruit important de fonctionnement (claquements), mais le Diesel s'est aujourd'hui notablement amélioré en termes de pollution atmosphérique. L'avantage principal de ces moteurs est qu'il produise à puissance égale, du fait de leur rendement supérieur, moins de CO₂ que leurs équivalents à essence, environ 20 % de moins. Ils produisent également moins de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures imbrûlés. Le

traitement récent des problèmes dus à l'émission de fines particules imbrûlées par les filtres à particules, ainsi que la question des oxydes d'azote (irritants) sont abordés dans la section inconvénients.

- l'huile végétale peut remplacer le gazole dans ce moteur. Ainsi, les sous-marins Français réfugiés en Afrique de l'Ouest durant la Seconde Guerre mondiale, brûlaient de l'huile d'arachide, faute de pétrole. Pour un usage quotidien sur des véhicules automobiles de tourisme, il est cependant nécessaire d'adapter le circuit d'alimentation, en raison de la plus grande viscosité de l'huile végétale brute, comparée au gazole. On peut aussi utiliser des carburants à base végétale transformés et raffinés, mais qui, comparés à des huiles végétales brutes recyclées, perdent de leur intérêt écologique en raison de l'énergie dépensée pour les fabriquer.
- Les carburants de moteurs diesel (gazole ou huiles végétales) ne contiennent pas de benzène, contrairement aux essences et supercarburants. Or, le benzène, volatil, est également cancérogène avéré.

2.8 Inconvénients

- Les moteurs Diesel au début étaient beaucoup plus lourds, bruyants et bien moins puissants que leurs homologues à essence. Ces inconvénients ont été partiellement éliminés sur les véhicules modernes grâce, au turbocompresseur à géométrie variable, aux rampes d'injection communes ou à l'injection très haute pression.
- La réduction du bruit sonore dépend beaucoup de la gestion de l'injection et des dispositifs d'insonorisation, néanmoins, des progrès sont encore à faire, les moteurs diesel étant toujours plus bruyants que ceux à essence.
- À puissance égale, les moteurs diesels restent plus lourds que leurs équivalents à essence ;
- Dans le moteur diesel, la plage de fonctionnement en vitesse de rotation est plus petite que celle du moteur à essence, il est donc moins souple que son homologue à essence et a besoin de plus de rapports de vitesse.

2.9 Les émissions polluantes

Selon les conditions de la combustion, le moteur diesel peut rejeter à l'échappement des gaz ayant différentes compositions chimiques. Idéalement, lorsque la combustion diesel est complète, à savoir que tout l'oxygène et le carburant nécessaires à une réaction chimique de combustion équilibrée sont utilisés, les seuls rejets seraient de la vapeur d'eau (H_2O) et du dioxyde de carbone (CO_2). En pratique, la combustion n'est jamais totale ce qui multiplie le nombre de composants gazeux ou solides rejetés par le moteur diesel dans l'atmosphère.

Nous mentionnons ci-dessous les polluants dont le rejet est réglementé par les autorités gouvernementales en Europe :

- Les hydrocarbures imbrûlés (HC).
- Les oxydes d'azote (NO_x).
- Le monoxyde de carbone (CO).
- Les particules solides (PS) sous formes de fumées noires.

Le dioxyde de carbone (CO_2), contribuant à l'effet de serre, n'est pas réglementé au niveau des transports mais fait l'objet d'un engagement d'objectif de réduction de la part des constructeurs européens.

Les émissions de moteurs de voitures sont généralement mesurées sur des bancs à rouleaux durant des cycles de conduite normalisée (NEDC, EUDC...) et sont exprimées en g/Km.

Afin de lutter contre les émissions polluantes des moteurs diesel, les constructeurs d'automobiles en Europe proposent différentes solutions :

A- La réduction de la pollution à la source : le traitement se fait à la source au sein de la chambre de combustion. Il s'agit de l'optimisation des combustions traditionnelles au travers de la mise en œuvre de nouvelles technologies (injection, suralimentation, recyclage des gaz d'échappement...) ou de la mise en œuvre de nouveaux modes de combustion homogène (HCCI).

B- Le post-traitement des émissions : C'est l'étape qui consiste à transformer les gaz d'échappement, entre le moteur et le pot d'échappement, pour obtenir des émissions des gaz moins polluants. Il existe deux moyens principaux pour réaliser le post-traitement des émissions :

- Le pot catalytique qui convertit principalement CO, HC et NO_x et qui permet de réduire également les particules de suie.

- Le filtre à particule qui stocke les particules puis les brûle périodiquement (tous les 500 km environ) dans des conditions parfaitement maîtrisées.

De nouvelles technologies sont en cours de développement pour améliorer encore le traitement des émissions, parmi lesquelles on peut citer les pièges à oxydes d'azote.

Chapitre 3

Modélisation du moteur diesel

3. Modélisation du moteur diesel

3.1 Introduction

Le moteur diesel marin est un système mécanique compliqué. Ce type de moteur offre des avantages comme le rendement, la puissance élevée et une durée de vie longue. Dans les dernières années, le but principal dans le développement de moteur à combustion interne est la réduction des émissions, en conservant la même puissance et rendement, ainsi que la fiabilité et la durée de vie du moteur. D'autre part, leur grande taille peut causer de grandes difficultés dans le diagnostic de défauts. Une voie prometteuse pour améliorer les systèmes d'optimisation et de diagnostic est d'adopter des techniques rapides et précises fondées sur des modèles qui minimisent l'exigence pour les mesures de banc d'essai coûteux pour cette optimisation multi-variable.

Dans ce chapitre, l'ensemble du système du moteur est divisé en plusieurs sous-systèmes : Le système de refroidissement, le système de lubrification, le système d'air, le système d'injection, le système de combustion et les émissions.

Le système de refroidissement du moteur joue un rôle important pour maintenir la température de fonctionnement du moteur dans des conditions optimales. Plusieurs modèles de contrôle, de conception et de diagnostic orientés pour le système de refroidissement ont été développés. Des modèles dynamiques basés sur la modélisation thermique sont développés pour les systèmes de gestion thermique [3] et pour le diagnostic de moteur diesel [4]. Le modèle développé par [6] et [7] est basé sur la théorie des réseaux et de l'analogie bien connue entre les circuits électriques et hydrauliques. En se basant sur ces travaux, un modèle dynamique du système de refroidissement du moteur diesel a été développé dans ce travail.

Le système de lubrification réduit le frottement en créant un film mince entre les parties mobiles, ce qui permet de former un joint étanche aux gaz entre les segments du piston et les parois du cylindre. [8] ont étudié l'influence des paramètres d'huile sur les pompes, [9] donne le modèle mathématique pour l'écoulement d'huile par l'intermédiaire d'un poussoir hydraulique ainsi que ceux d'un jet d'huile et de palier de tourillon brut, ensuite, il a calculé la distribution de l'écoulement et de la pression du système de lubrification.

Le système d'injection de carburant est chargé de l'alimentation du moteur avec du carburant

diesel. Le système d'injection à rampe commune a amélioré les performances du moteur, les bruits et les émissions sont aussi réduites [10]. [11] ont développés un modèle unidimensionnel distribué pour la rampe commune en utilisant des équations d'écoulement de fluide, qui peut capturer la dynamique distribués des perturbations de pression dans le rail. Dans ce travail, le modèle développé [12] représentant le système d'injection en détails a été adoptée.

Le rôle de système d'air est de transmettre et de contrôler le débit d'air utilisé au cours du fonctionnement du moteur diesel. Les comportements des différents composants du système sont décrits en se basant sur des lois physiques connues [13] comme les lois de conservation de la masse et de l'énergie et la première loi de la thermodynamique. [14] présentent une procédure d'identification du système non linéaire basée sur une représentation polynomiale NARMAX et est appliqué au moteur diesel comprenant un turbocompresseur à géométrie variable. [15] présentent une procédure d'identification en identifiant les modèles linéaires locaux à chaque point de fonctionnement. Parmi les différents modèles physiques connus (quasi-statique, vidange / remplissage, bond graph ...), le modèle quasi-statique à valeurs moyennes [16] [17] a été adoptée en raison de sa simplicité et sa précision dans la description du comportement des différents composants. Nous recherchons la simplicité et ces modèles sont conçus pour être utilisés dans un processus d'optimisation dynamique lourde.

Les émissions du moteur diesel comprennent du monoxyde et dioxyde de carbone (CO et CO_2) de l'oxyde d'azote (NO_x), et des hydrocarbures (HC , suie) . [18] ont présenté un modèle semi-empirique pour prédire les émissions. Des équations chimiques qui décrivent la formation de ces composés ont été étudiées par [13], [19] [18] [20] [21],

Pour le cycle thermodynamique, un modèle idéal constitue le moyen le plus simple de reproduire le cycle de moteur à combustion interne (ICE pour Internal Combustion Engine), mais ils ne représentent pas une précision suffisante du comportement réel du cycle. L'étude la plus récente [22] présente une simulation du moteur diesel où une double fonction Wiebe [23] a été utilisée pour modéliser le dégagement de chaleur tandis que le coefficient de transfert de chaleur par convection est donné par le modèle Woschni [24]. Dans ce travail, le cycle thermodynamique utilisé est celui développé par [25], qui prend en compte le transfert de chaleur vers les parois de la chambre, l'injection de carburant, le changement instantané de propriétés de gaz, le modèle cinématique du volume de gaz, et les sous-modèles spécifiques pour le calcul des termes d'énergie et de masse.

De nombreux simulateurs de moteur diesel ont été développés. DiSim V1.0 qui est un simulateur de moteur diesel de la société RTZ-Soft, calcule la dynamique et la thermodynamique de gaz des moteurs à combustion interne. Le modèle dit ASM de la société Dspace est un modèle de moteur avec l'angle de vilebrequin basé sur la génération de couple, la pression d'admission, la température, et plusieurs modèles d'injection de carburant. Ces simulateurs et autres (AVL Boost, DNV GL COSMOSS et Mother) sont des programmes de simulation qui donnent de nombreux variables à la sortie pour un processus de combustion seulement. Pour ces raisons, il est impossible de prédire la performance du moteur précisément si le simulateur calcule, par exemple, la combustion lorsque la température de paroi de cylindre est constante. Autres simulateurs, tels que GT-Power, présentent une modélisation de tous les sous-systèmes, mais utilisent des modèles de la boîte noire (réseaux de neurones sont utilisés avec valeur moyenne pour accélérer les calculs). En outre, GT-Power simule seulement les émissions des NOx et non pas les autres émissions.

Dans ce travail, un simulateur complet pour moteur diesel comprenant tous ces sous systèmes : refroidissement, lubrification, air, injection, combustion et émissions sont développés. La dynamique de l'ensemble des paramètres du système de moteur sont exprimées comme un ensemble d'équations algébriques et différentielles simultanées.

Ce chapitre est organisé comme suit : dans les sections 3.2.1 à 3.2.6, un modèle de simulation d'un moteur diesel marin basé sur des équations physiques, mathématiques, physiques et thermodynamiques, est présenté. Une description et une analyse profondes et du fonctionnement du moteur, en plus des simulations, ont été effectués pour valider les sous-systèmes du moteur.

3.1.1 Banc d'essai

Le banc d'essais moteur (Figure 8) se compose de cinq parties principales :

- **Le PC hôte** : C'est un PC qui peut être considéré comme un étage de supervision. Il comporte l'interface homme-machine qui permet de faciliter l'utilisation du banc (Figure 8). Cette interface permet à l'utilisateur de visualiser, en temps réel, l'évolution des différentes variables mesurées (pressions, température, richesse,...) ainsi que les commandes associées. Il est possible, aussi à travers cette interface, d'agir sur les profils de consigne désirés. D'un autre côté, ce PC est utilisé pour sauvegarder les données issues des

différents essais et pour communiquer, par réseau TCP-IP (grâce à un logiciel dédié) avec le PC cible qui exécute le programme de contrôle.

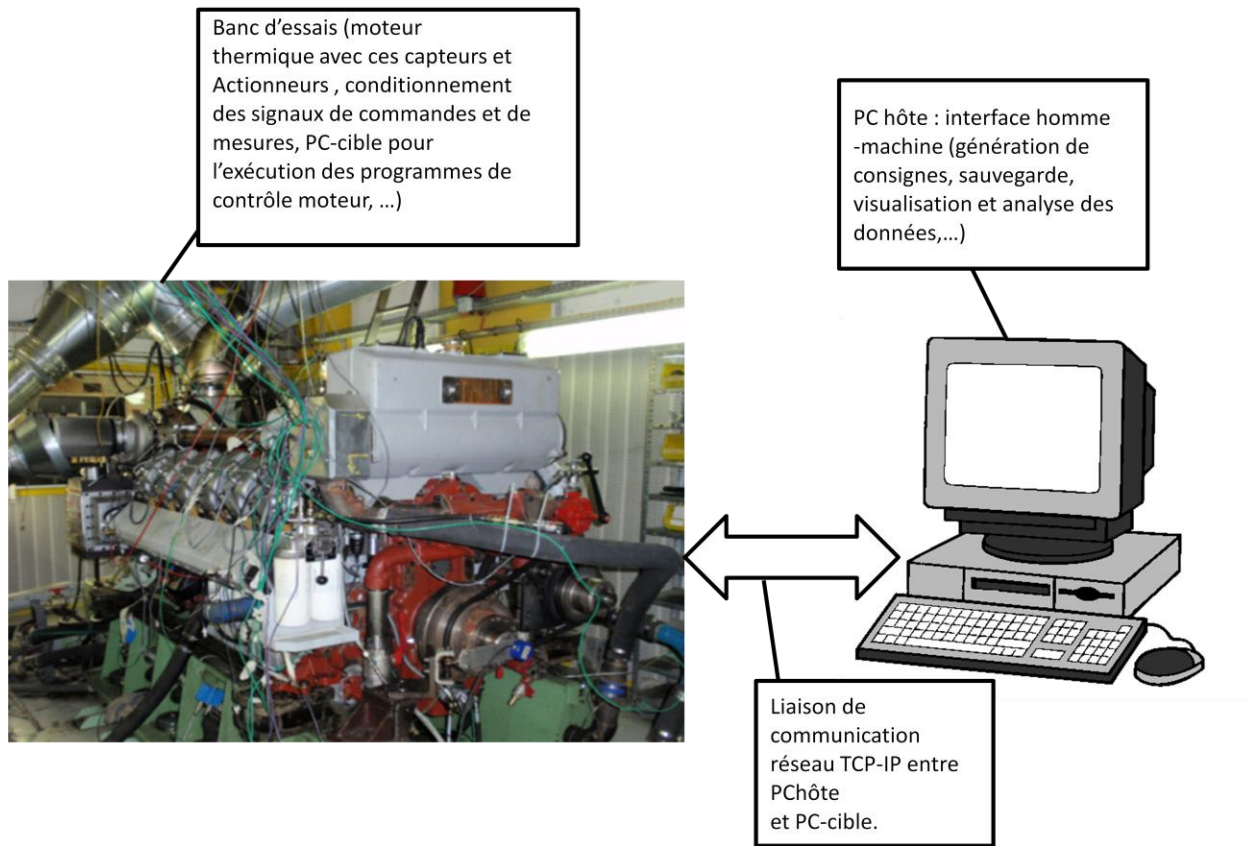


Figure 8 Configuration de banc d'essai Badouin (PROJET BMCI)[26]

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

- **Séquencement** : un étage électronique permet le séquencement du contrôle moteur réalisé grâce à un codeur optique et aux mesures relatives au vilebrequin du moteur thermique (PMH, régime, position angulaire).
- **Un moteur thermique**: Le moteur utilisé, est un moteur Diesel marin fabriqué par l'entreprise SIMB sous la référence 6M26SRP1 (Figure 9). Le moteur est à six-cylindres, à injection directe d'une puissance pouvant aller jusqu'à 331 kW, ayant une vitesse maximale de 1800 tr/min. Les principales caractéristiques du moteur sont résumées dans Table 1. Les caractéristiques des différents composants du moteur sont présentés à l'annexe A. Les différents capteurs utilisés sur le banc sont présentés dans Table 2.



Figure 9 : Banc d'essai Baudouin 6M26SRP1(PROJET BMCI)[26].

Table 1 : Caractéristiques du Moteur (PROJET BMCI)[26]

caractéristique	Valeur
Alésage et course	150×150
Nombre de cylindres	6
Rapport de compression	15.9

Nombre de soupapes par cylindre	14/1
Sens de rotation selon norme ISO 1204	SIH
Régime de ralenti (min^{-1})	650
Masse sans eau ni huile (kg)	1 870

Table 2 : Capteur du banc d'essai (PROJET BMCI)[26]

Désignation	Abréviation	Type	Freq/H z	Précision/ %
Couple	T	SAW	1	1
Vitesse de rotation de vilebrequin	W	Tachymètre CMR	5	0.5
Débit fuel	m'f	Débitmètre différentiel	1	5
Pression huile entrée moteur	Phem	Piezorésistif CMR P20	1	1
Pression huile sortie filtre	Phsf	Piezorésistif CMR P20	1	1
Pression eau entrée moteur	Peem	Piezorésistif CMR P20	1	1
Pression eau brute entrée	Pebte	Piezorésistif CMR P20	1	1
Pression air admission	Pa	Piezorésistif CMR P20	1	1
Pression air	Pe	Piezorésistif	1	1

échappement		CMR P20		
Température huile sortie moteur	Thsm	PT100 CMR	1	1
		MBT19		
		simplex		
Température eau sortie moteur	Tesm	PT100 CMR	1	1
		MBT19		
		simplex		
Température eau brute entrée	Tebte	PT100 CMR	1	5
		MBT19		
		simplex		
Température eau brute sortie	Tebts	PT100 CMR	1	5
		MBT19		
		simplex		
Pression cylindre	P	6013CA	1	1
CO₂ émissions	CO2	SEMTECH	1	2
		FEM		
CO émissions	CO	SEMTECH	1	2
		FEM		
HC émissions	HC	SEMTECH	1	3
		FEM		
NO émissions	NO	SEMTECH	1	2
		FEM		
PM émissions	PM	AVL PM	1	2
		PEMS		
Soot émissions	Soot	AVL PM	1	2
		PEMS		

3.1.2 Identification des paramètres

Il existe différentes approches d'identification et d'estimation de paramètres de modèles décrivant le fonctionnement des processus physiques. Ces méthodes sont, en général, choisies en fonction de la structure du modèle utilisée. Cependant, le principe de toutes ces méthodes repose

sur l'optimisation d'un critère que l'utilisateur définit afin que le comportement du modèle soit le plus proche possible de celui du système. Le schéma de la Figure 10 décrit le principe d'une structure d'identification paramétrique de modèles à erreur de sortie [27] qui est utilisée dans cette partie.

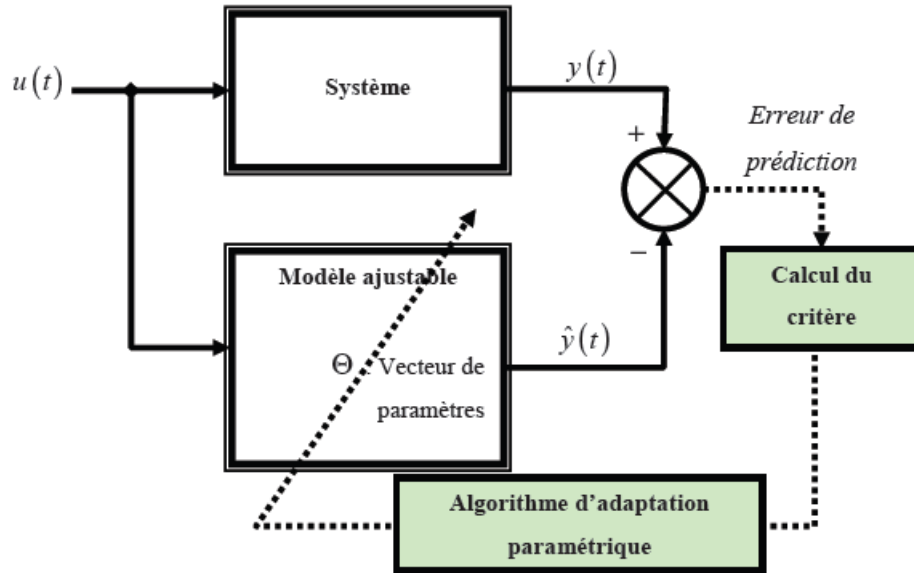


Figure 10 : Structure d'identification paramétrique

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

- Modèles linéaires par rapport aux paramètres

Lorsque ces modèles sont linéaires par rapport aux paramètres, une estimation des paramètres au sens des moindres carrés [27] [28] est l'approche la plus simple à utiliser hors ligne. En considérant dans une ou plusieurs expériences, sur un horizon fini, la sortie mesurée du système représentée par le vecteur Y , la matrice de régression Φ et le vecteur des paramètres Θ , de dimensions appropriées, alors le vecteur de l'erreur de prédiction est ϵ_{est} est tel que :

$$\epsilon_{\text{est}} = Y - \Phi \Theta$$

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

$$J(\Theta)=1/2.[Y - \Phi\Theta]^T[Y - \Phi\Theta]$$

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

$$\Theta^*=(\Phi^T\Phi)^{-1}\Phi^TY$$

Il est possible de vérifier que l'estimateur du vecteur des paramètres obtenu par (eq) est non biaisé [27]. Donc, le vecteur Θ^* tend vers le vecteur de paramètre Θ lorsque le nombre d'observations tend vers l'infini.

- Estimation des paramètres de modèles non linéaires

Dans le cas où le modèle du système est non linéaire par rapport aux paramètres, des méthodes heuristiques (algorithme génétique, recuit simulé,) ou des algorithmes d'optimisation non linéaires sont utilisés. De nombreux algorithmes ont été développés pour résoudre ce genre de problème [29][30], etc. Cependant, dans notre cas, nous utilisons une optimisation en utilisant la méthode de Nelder-Mead. C'est une méthode d'ordre zéro (sans calcul de dérivée) dont le principe est basé sur la méthode du Simplexe. Les avantages de cette méthode sont la rapidité et l'efficacité même en présence de bruit. La méthode est détaillée dans l'annexe B.

3.2 Systèmes de moteur diesel marin

Les différents sous-systèmes du moteur diesel marin sont les suivantes : refroidissement, lubrification, air, injection, combustion et émissions, comme le montre la Figure 11. Les caractéristiques dynamiques de chaque sous-système sont exprimées dans les équations mathématiques, et la dynamique d'ensemble du système du moteur est donc exprimée comme un ensemble d'équations algébriques et différentielles simultanées. La dynamique de chaque sous-bloc du moteur marin est validée par des résultats expérimentaux.

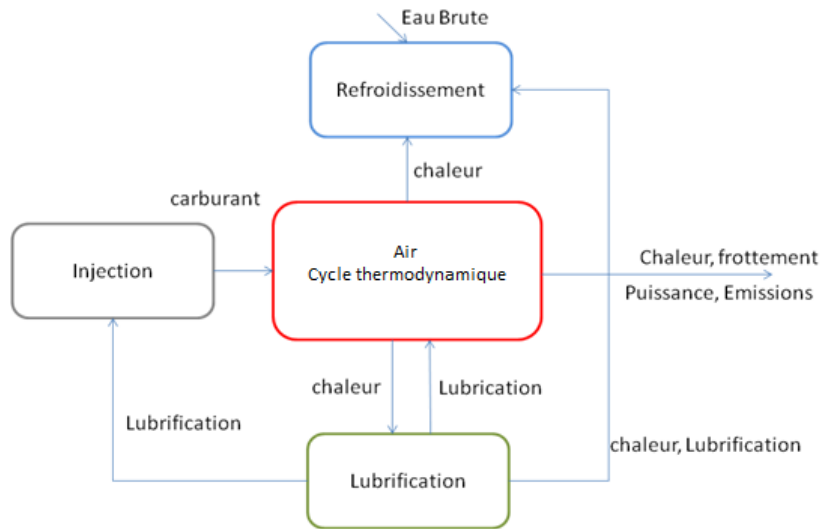


Figure 11 : Sous système de moteur diesel marin

3.2.1 Système de refroidissement

3.2.1.1 Description

Le système de refroidissement a pour rôle de maintenir la température du moteur dans des conditions normales de fonctionnement. Il est constitué de plusieurs composants comme présentés dans la Figure 12. La pompe, entraînée par le vilebrequin, assure la circulation de l'eau douce dans le circuit, l'eau traverse le bloc moteur pour le refroidir.

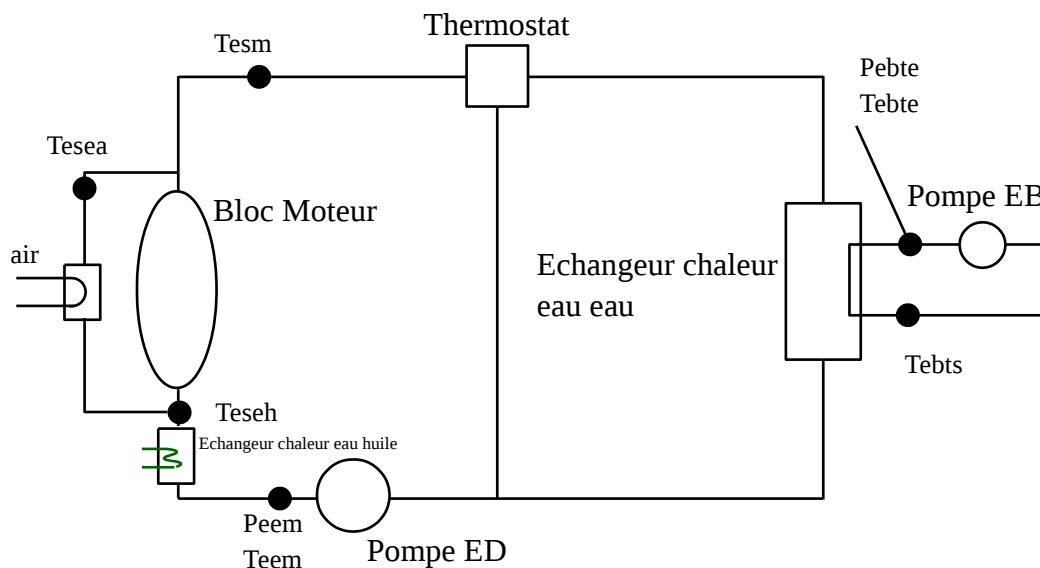


Figure 12 : Composants de systèmes de refroidissement

A la sortie du bloc moteur, l'eau arrive au thermostat qui aiguille le débit selon la température du liquide de refroidissement (eau douce), vers la pompe (si le liquide est froid) ou vers l'échangeur d'eau (s'il est chaud). Son fonctionnement permet ainsi de réguler la température du système. L'échangeur d'eau refroidit l'eau douce sortant du bloc moteur par convection avec l'eau brute.

3.2.1.2 Modèle de systèmes de refroidissement

Les équations suivantes représentent la modélisation du système de refroidissement [31] [13](Nahim et al., 2016) : Le modèle de la température est basé sur la loi de refroidissement de Newton, le modèle de la pression de pompe est basé sur l'équation de Bernoulli pour les fluides incompressibles.

a) Température à la sortie du bloc moteur (bilan thermique) [26]:

$$C_B \dot{T}_{esm} = b_1 [\dot{m}_f / A_p]^{b_2} - Q_{ed} c_{ped} (T_{esm} - T_{eseh}) \quad (1)$$

Avec C_B est la capacité thermique du bloc moteur, Q_{ed} est le flux du pompe eau douce, c_{ped} est la capacité calorifique spécifique de l'eau, T_{esm} est la température de l'eau douce à la sortie du bloc moteur, T_{eseh} est la température de l'eau à la sortie d'échangeur eau-huile, $\dot{m}_f$ est le débit du fuel, A_p est la surface interne du piston, b_1 et b_2 sont des constantes à déterminer expérimentalement.

b) Température sortie échangeur huile-eau (bilan thermique):

$$C_{echh} \dot{T}_{eseh} = c_{ped} Q_{ed} (T_{eem} - T_{eseh}) - \varepsilon_{echh} c_{ph} Q_h (T_{eem} - T_{heeh}) \quad (2)$$

Avec c_{echh} est la capacité thermique du l'échangeur, Q_h est le débit d'huile, c_{ph} est la chaleur spécifique de l'huile, T_{eem} et T_{heeh} sont respectivement la température d'eau et de l'huile à l'entrée d'échangeur.

c) Température eau sortie échangeur air-eau (bilan thermique):

$$C_{echa} \dot{T}_{esea} = k_a c_{ped} Q_{ed} (T_{eseh} - T_{esea}) - \varepsilon_{echa} c_{pa} Q_a (T_{eseh} - T_{asc}) \quad (3)$$

Avec C_{echa} est la capacité thermique de l'échangeur, Q_a est le débit de l'air, c_{pa} est la chaleur

spécifique de l'air, T_{sea} et T_{asc} sont respectivement la température de l'eau à la sortie de l'échangeur et la température de l'air à l'entrée de l'échangeur, k_a est une constante qui dépend du rapport de quantité de l'eau qui passe dans l'échangeur par rapport à celle présente dans le circuit.

d) Température eau brute sortie échangeur eau-eau (bilan thermique):

$$C_{eche} \dot{T}_{ebts} = c_{pebt} Q_{ebt} (T_{ebts} - T_{ebte}) - \varepsilon_{eche} c_{ped} K_{th} Q_{ed} (T_{ebte} - T_{esm}) \quad (4)$$

Avec C_{eche} est la capacité thermique de l'échangeur, T_{ebts} est la température d'eau brute à la sortie de l'échangeur, K_{th} est l'ouverture linéaire par rapport à la température de thermostat entre 77 °C and 87 °C. Q_{ebt} , ε_{eche} , c_{pebt} , T_{ebte} sont respectivement le débit du pompe eau brute, l'efficacité de l'échangeur, la capacité thermique de l'eau brute et la température de l'eau brute à l'entrée de l'échangeur.

e) Pression sortie pompe (bilan hydraulique) [32] :

$$P_{eem} = C_2 \dot{W} + R_{deq} C_1 W + P_{eep} \quad (Laminair) \quad (5)$$

$$P_{eem} = C_2 \dot{W} + R_{deq} C_1 W^{1.75} + P_{eep} \quad (Turbulent) \quad (6)$$

Avec P_{eem} and P_{eep} sont respectivement la pression à l'entrée moteur et pression eau entrée pompe. W est la vitesse de rotation de vilebrequin, R_{deq} est la résistance équivalente de circuit d'eau douce. C_1 , C_2 sont des constantes, dépendant de la densité et la viscosité de l'eau et du rapport (pompe engrenage diamètre/vilebrequin engrenage diamètre) en relation. Le même modèle est utilisé pour la pompe à eau brute.

3.2.1.3 Identification et Validation expérimentale

Dans le cadre de travaux de thèse de Y. Khelil dans le laboratoire LSIS (PROJET BMCI)[26] des expérience sont faites sur le banc d'essai du PROJET BMCI dont on utilise certaines données ici pour la validation de la simulation et le réglage des paramètre du modèle. La Table 3 présente les paramètres à identifier et les méthodes utilisées.

Table 3 : les paramètres à identifier du système de refroidissement

Paramètres	Description	Méthode
b_1	Constante empirique	Nelder-Mead
b_2	Constante empirique	Nelder-Mead
k_a	Constante dépend de quantité d'eau douce qui passe vers le refroidisseur d'air	Moindres carrées
P_{eep}	Pression de l'eau a l'entrée de la pompe	Moindres carrées
C_1	Constante dépend des caractéristiques de l'eau	Moindres carrées
C_2	Constante dépend des caractéristiques de l'eau	Moindres carrées

Le modèle de système de refroidissement en fonctionnement normal a été validé en comparant les sorties estimées simulées sous Matlab / Simulink avec les sorties mesurées du banc d'essais, cette comparaison a montrée l'efficacité et la précision du modèle. Figure 13 représente la mesure de la vitesse de rotation du vilebrequin (W) et le couple (T) qui commande le moteur, également, les mesures et les sorties du modèle, respectivement, de la température de l'eau à la sortie du bloc moteur, la température de l'eau brute à la sortie de l'échangeur et la pression de la pompe à eau douce. Les variations de W et T qui sont les entrées du système, induisent des variations des autres paramètres, lorsque W et T augmente, la pression du pompe et les températures augmente aussi. Les résultats présentés dans la Figure 13 montrent que le modèle génère d'estimations satisfaisantes.

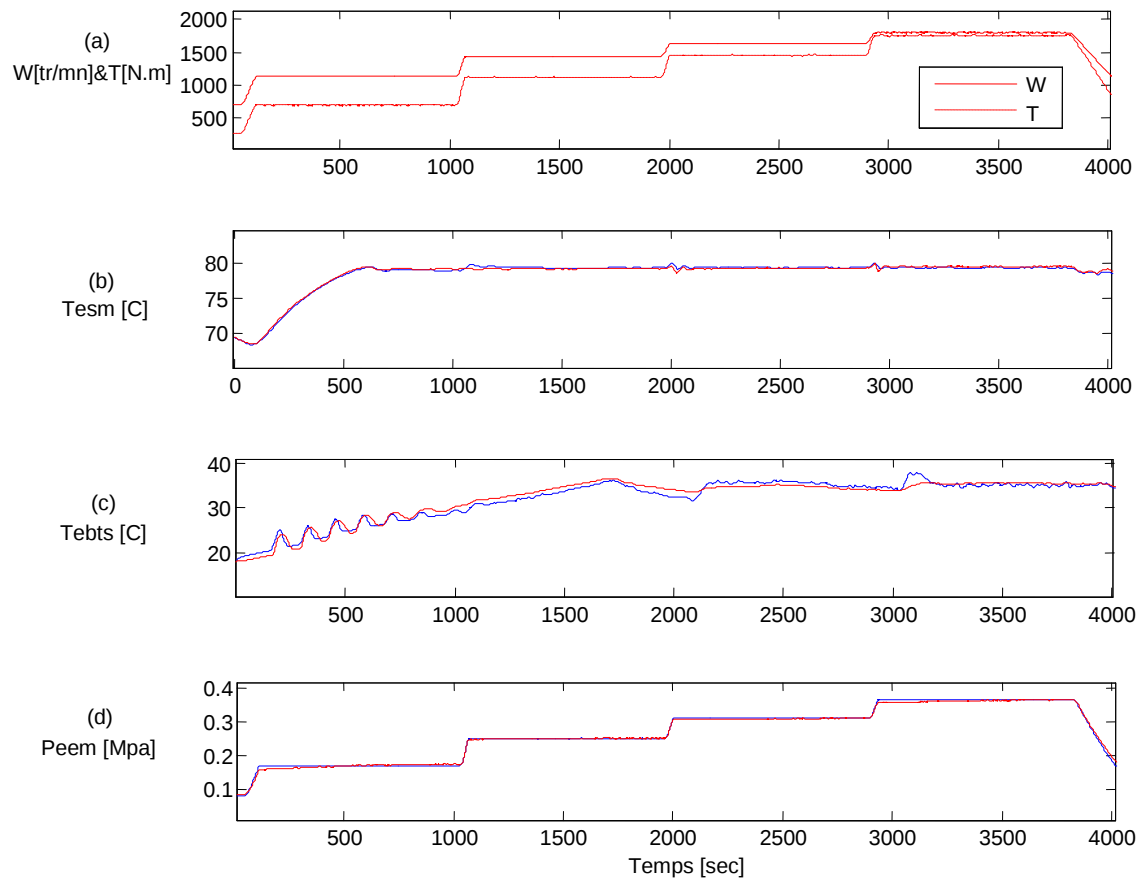


Figure 13 : Simulation et validation de système de refroidissement, mesuré (rouge) estimé (bleu). (a) vitesse de rotation de vilebrequin et couple qui sont les entrées du moteur, (b) température de l'eau à la sortie de bloc moteur, (c) température de l'eau brute à la sortie de l'échangeur, (d) Pression de la pompe d'eau

3.2.2 Système de lubrification

3.2.2.1 Description

Le système de lubrification remplit plusieurs fonctions importantes afin d'assurer une lubrification adéquate. Il fonctionne pour maintenir le moteur propre en éliminant la rouille et la corrosion. L'huile de moteur fournit un film de protection, pour éviter le contact métal/ métal

(usure) et pour réduire le frottement. L'huile aide aussi à évacuer la chaleur de certains composants du moteur, et à éliminer les particules d'usure. Il contribue également à l'étanchéité des segments de piston. Le circuit de lubrification du moteur à combustion comprend de nombreux composants (Figure 14). Ce circuit est alimenté en huile par une pompe volumétrique. Avec ce type de pompe, la pression de l'huile dépend de la vitesse de rotation ainsi que de la viscosité de l'huile. Pour éviter les problèmes de détérioration du système d'huile causés par la pression, il est nécessaire de prévoir une pompe avec soupape de décharge de pression (soupape de décharge). Les impuretés, qui pourraient user les pièces du moteur, sont suspendues et filtré dans l'huile. L'huile est ensuite distribuée aux différents composants soumis à des frictions (piston, arbre à cames) avant de descendre dans le carter. L'huile est ensuite distribuée aux différents composants soumis à des frictions (piston, arbre à cames) avant de descendre dans le carter.

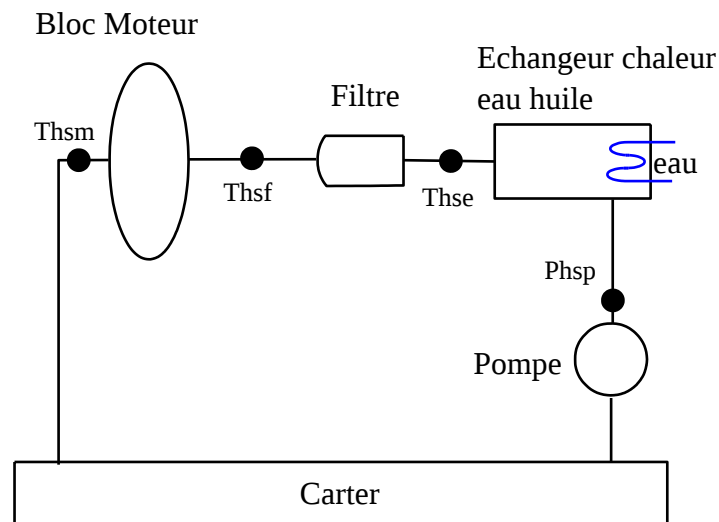


Figure 14 : Composants de systèmes de lubrification

3.2.2.2 Modèles de système de lubrification

Les différents composants de système sont modélisés comme suit [13][3] :

a) Température sortie bloc moteur (bilan thermique):

$$C_B \dot{T}_{hsm} = b_3 [\dot{m}_f / A_p]^{b_4} - Q_h C_{ph} (T_{hsm} - T_{hem}) \quad (7)$$

Avec T_{hsm} , T_{hem} sont respectivement la température de l'huile à la sortie et à l'entrée du bloc moteur.

b) Température huile sortie échangeur eau-huile (bilan thermique):

$$C_{echh} \dot{T}_{hse} = C_{ph} Q_h (T_{hse} - T_{hee}) - \varepsilon_{echh} C_{ed} K_{th} Q_{ed} (T_{heeh} - T_{eem}) \quad (8)$$

Avec T_{hse} est la température de l'huile à la sortie d'échangeur eau-huile

c) Pression huile sortie filtre (bilan hydraulique):

$$P_{hsf} = P_{hef} - K_{hf} Q_h^2 \quad (9)$$

Avec P_{hsf} , P_{hef} sont respectivement la pression à la sortie et à l'entrée de filtre. K_{hf} est constante dans les conditions normales et qui dépend des caractéristiques du filtre.

d) Pression huile sortie pompe (bilan hydraulique):

$$P_{hem} = C_4 \dot{W} + R_{heq} C_3 W + P_{hep} \quad (Laminair) \quad (10)$$

$$P_{hem} = C_4 \dot{W} + R_{heq} C_3 W^{1.75} + P_{hep} \quad (Turbulent) \quad (11)$$

Avec P_{hem} and P_{hep} sont respectivement la pression à l'entrée du moteur (sortie pompe) et pression huile entrée pompe. W est la vitesse de rotation de vilebrequin, R_{heq} est la résistance équivalente de circuit d'huile. Dans ce cas, C_3 et C_4 ne sont pas constantes, elles dépendent directement de la densité et de la viscosité de l'huile calculées selon ces équations :

$$\rho_h = \rho_0 / (1 + a(T_{hsm} - T_0)) \quad (12)$$

$$\mu_h = 10^{10^{b-c \log_{10}(T_{hsm})}} - 0.6 \quad (relation \text{ of } MacCoull) \quad (13)$$

Avec T_0 est la température ambiante, ρ_0 est la viscosité de l'huile à température T_0 .

3.2.2.3 Identification et validation expérimentale

En se basant sur le même principe, nous faisons l'identification des paramètres en utilisant les moindres carrées, si les équations du modèle sont linéaire et en utilisant la méthode de Nelder-Mead si les équations du modèle sont non-linéaire. Les paramètres à identifier du système de lubrification sont présentés dans Table 4.

Table 4 : les paramètres à identifier du système de lubrification (PROJET BMCI)[26]

Paramètres	Description	Méthode
b_3	Constante empirique	Nelder-Mead
b_4	Constante empirique	Nelder-Mead
K_{hf}	Constante dépend de caractéristiques du filtre	Moindres carrées
P_{hep}	Pression de l'eau à l'entrée de la pompe	Moindres carrées
C_3	Constante dépend des caractéristiques de l'eau	Moindres carrées
C_4	Constante dépend des caractéristiques de l'eau	Moindres carrées

Le modèle du système de lubrification est validé en comparant les sorties du système réel (en utilisant le banc d'essai) aux sorties estimés par le modèle. Figure 15 représentent les valeurs de vitesse de rotation du vilebrequin (W) et du couple (T) qui commande le moteur, et ensuite les valeurs mesurées de la température de l'huile à la sortie du bloc moteur, la pression d'huile à la sortie de la pompe, la pression d'huile à la sortie du filtre et les valeurs estimées correspondantes. Les variations de W et T qui sont les entrées du système, induisent des variations des autres paramètres, lorsque W et T augmente, la pression du pompe et les températures augmente aussi. Notons que l'augmentation de températures de l'huile dans le système provoque une diminution de viscosité de l'huile et par suite, une diminution de pression selon la relation de MacCoull.

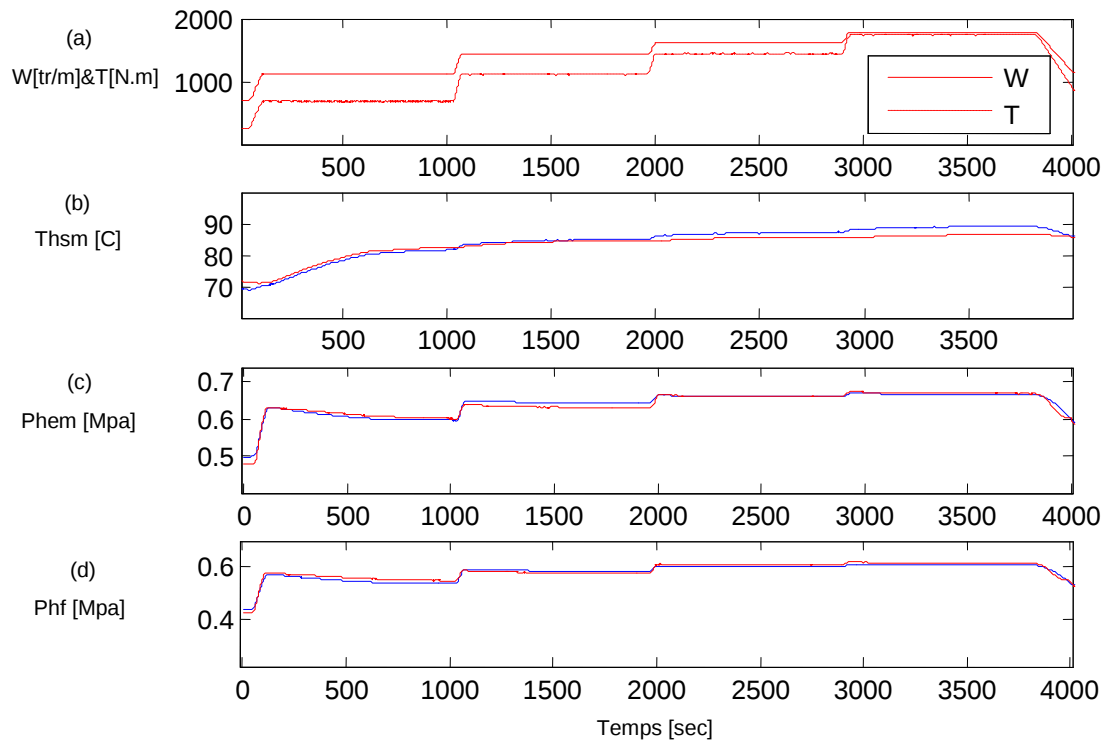


Figure 15 : Simulation et validation de système de lubrification mesuré (rouge) estimé (bleu). (a) vitesse de rotation de vilebrequin et couple qui sont les entrées du moteur, (b) température de l'huile à la sortie du bloc moteur, (c) pression de la pompe d'huile, (d) pression de l'huile à la sortie du filtre

3.2.3 Système d'injection

3.2.3.1 Description

Le système d'injection conduit le carburant à partir du réservoir vers la chambre de combustion. Les principaux éléments d'un système d'injection diesel à rampe commune (Common rail) sont : un circuit de basse pression, y compris le réservoir de carburant et une pompe à basse pression. Une pompe à haute pression avec une soupape de livraison, une rampe commune et des injecteurs commandés électroniquement. La pompe basse pression envoie le carburant provenant du réservoir à la pompe à haute pression. Lorsque la pression à la sortie de la pompe haute pression augmente, et dépasse un seuil donné, la soupape de distribution ouvre, permettant au carburant son entrée à la rampe commune, qui alimente les électro-injecteurs. La rampe commune a une valve électro-hydraulique commandée par l'unité de contrôle électronique (ECU), qui fait le retour d'une quantité de carburant vers le réservoir pour régler la pression de carburant dans la rampe à une valeur de référence.

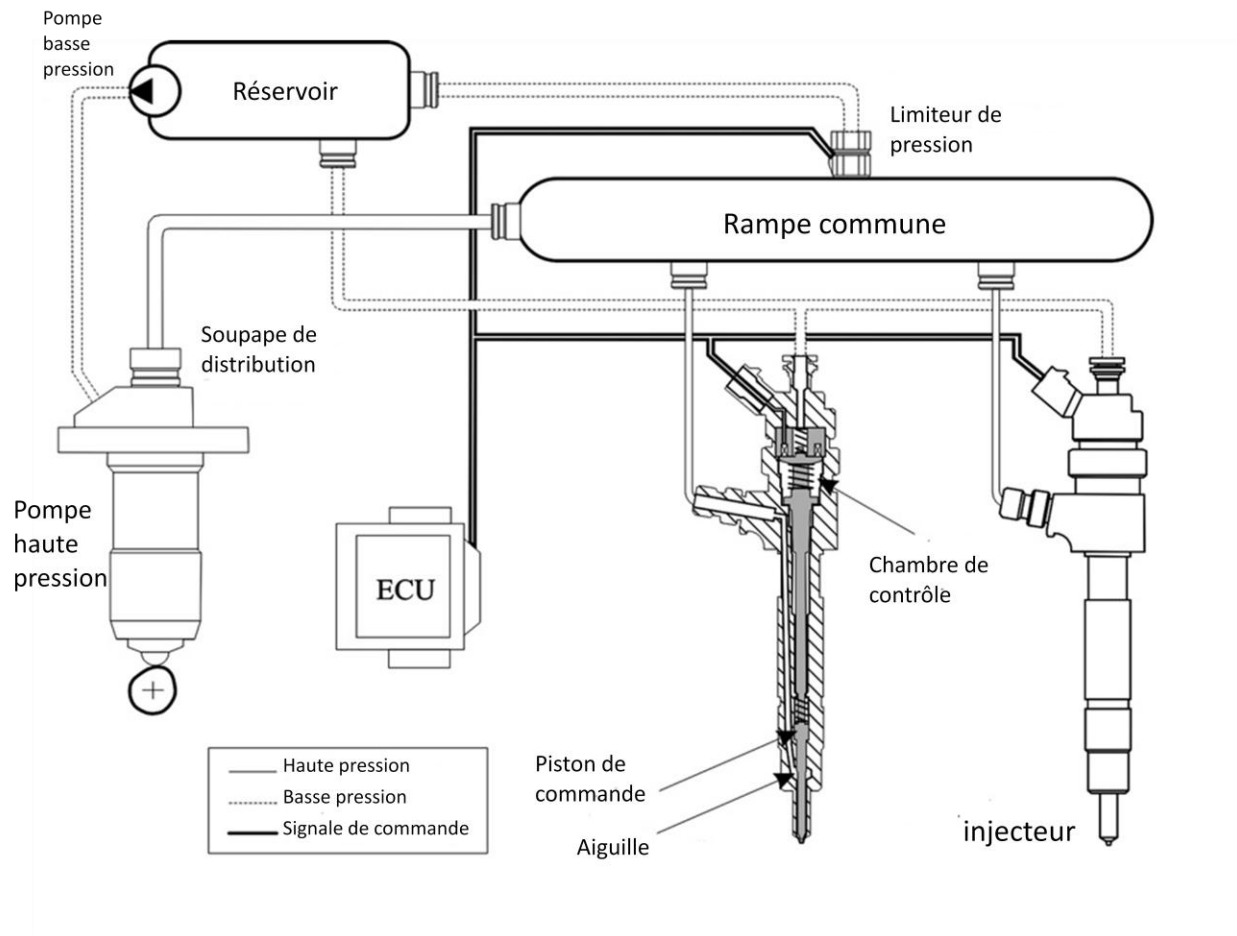


Figure 16 : Composants de système d'injection (Lino et al., 2007).

Le signal de commande de valve est un signal carré avec un rapport cyclique variable, ce qui en fait rend la valve d'être partiellement ouverte et régule la pression de rampe.

Le calculateur (ECU) reçoit des paramètres électriques qu'il exploite afin de commander les injecteurs en conséquence. Le principe de fonctionnement consiste à déterminer en fonctions des paramètres reçues, la quantité d'essence à injecter. Le moteur ne travaille pas toujours dans les mêmes conditions. Suivant ces différentes phases d'utilisation du moteur, la richesse du mélange doit varier afin d'optimiser son fonctionnement. La richesse d'un mélange n'est donc pas fixe et dépend de la phase de fonctionnement du moteur.

Les paramètres reçus par le calculateur sont :

- Régime moteur (signal commande de bobine d'allumage) pour établir la richesse de base
- Débit d'air (signal débitmètre) pour établir la richesse de base
- Température d'air (signal débitmètre) pour établir la richesse

- Sonde de température moteur (signal sonde de température moteur CTN) pour corriger la richesse de base

- Etat de charge (signal contacteur papillon, 2 positions lues: butée mini et butée maxi) pour corriger la richesse de base

Avec ces paramètres, le calculateur :

- Etabli un signal brut à partir de l'allumage

- Effectue la chaîne de calcul déterminant le dosage idéal de base

- Sélectionne son mode de fonctionnement et élabore une correction

- Effectue la correction du coefficient d'enrichissement suivant son mode.

La pompe haute pression est du type alternatif avec un piston radial entraîné par un arbre à came à profil excentrique. La pompe haute pression est reliée par un petit orifice au circuit basse pression et par une soupape de refoulement avec un siège conique pour le circuit à haute pression. Lorsque le piston de la pompe se trouve au point mort bas, l'orifice d'admission est ouvert, et permet au carburant de remplir le cylindre, tandis que le clapet de refoulement en aval reste fermé par les forces agissant sur lui. Puis, la fermeture de l'orifice d'admission, du fait de la rotation de l'arbre à cames, conduit à la compression du combustible à l'intérieur de la chambre de pompe. Lorsque la résultante des pressions de soupape et de la pompe permet de surmonter un seuil fixé par la précontrainte de ressort et sa rigidité, l'obturateur de la soupape de distribution ouvre et le flux de carburant passe de la pompe vers la rampe commune. Comme le débit délivré par la pompe haute pression est discontinue, une chute de pression se produit dans la rampe due à des injections en l'absence de flux d'admission, tandis que la pression augmente lorsque la soupape de distribution est ouverte et les injecteurs sont fermés. Ainsi, pour réduire les oscillations de pression dans la rampe, le régulateur agit seulement pendant un intervalle angulaire déterminé par l'arbre à cames, et son action est synchronisée avec le mouvement de la pompe. Pendant les opérations normales, le circuit électromagnétique soupape est fermé et la chambre de commande est alimentée par le carburant à haute pression provenant de la rampe commune. Lorsque le circuit électro-aimant est excité par l'ECU, l'orifice d'admission de la chambre de commande se ferme tandis que l'orifice de l'injecteur ouvre et ainsi une chute de pression se produit. Quand les orifices des injecteurs sont ouverts, les cylindres reçoivent le carburant. Le temps d'excitation dépend de la quantité de carburant à injecter. Le système est présenté dans la Figure 16 [12].

3.2.3.2 Modèles de système d'injection

Les différents composants de système d'injection sont modulés (bilan hydraulique) :

$$\dot{P}_p = \frac{K_f(P_p)}{v_p(\theta)} \cdot \left(-a_{11}\sqrt{P_p - P_t} - a_{12}\sqrt{P_p - P_v} + A_{pi}W \frac{dh_p}{d\theta} \right) \quad (14)$$

$$\dot{P}_v = \frac{K_f(P_v)}{v_v} \left(a_{12}\sqrt{P_p - P_v} - a_{21}\sqrt{P_v - P_r} \right) \quad (15)$$

$$\dot{P}_r = \frac{K_f(P_r)}{v_r} \cdot \left(a_{21}\sqrt{P_v - P_r} - a_{31}\sqrt{P_r - P_i} - ua_{32}\sqrt{P_r - P_t} \right) \quad (16)$$

$$\dot{P}_i = \frac{K_f(P_i)}{v_i} \left(a_{31}\sqrt{P_r - P_i} - a_{41}E_T\sqrt{P_i - P_{cyl}} \right) \quad (17)$$

$$\dot{m}_f = \text{sgn}(P_i - P_{cyl})c_{d,cyl}A_{cyl}E_T\sqrt{P_i - P_{cyl}} \quad (18)$$

Avec $P_p, P_v, P_r, P_i, P_{cyl}$ sont respectivement les pressions de la pompe, du clapet de refoulement, de la rampe, de l'injecteur, et celle à l'intérieur du cylindre. K_f dépend de la pression du carburant dans chaque composant [13]. $v_p(\theta)$ est le volume du chambre de la pompe en fonction de θ (angle de vilebrequin). v_v, v_r, v_i sont respectivement les volumes de soupape de distribution, de la rampe, de l'injecteur. A_{pi} est l'alésage du cylindre de la pompe, h_p est le déplacement axial du piston. E_T est un signal carré égale à 1 lors de l'injection. a_{ij} sont des constantes positives en fonctionnement normal, dépendant de la densité du fuel et de la section de sortie [12]. u est un signal électronique qui contrôle le débit retournant de la rampe vers le réservoir, $c_{d,cyl}$ est le coefficient de décharge.

L'ordre du modèle est réduit en négligeant le changement de pression dans les vannes et dans l'injecteur. Ceci revient à considérer, qu'à chaque instant, le débit entre la pompe et le clapet de refoulement est égale à l'écoulement entre le clapet et la rampe; et que le flux entre la rampe et les injecteurs corresponde à l'écoulement entre les injecteurs et les cylindres. Avec cette simplification, les équations d'état du système deviennent :

$$\dot{P}_p = \frac{K_f(P_p)}{v_p(\theta)} \left(-c_{11}\text{sgn}(P_p - P_t)\sqrt{P_p - P_t} + c_{12}\text{sgn}(P_r - P_p)\sqrt{P_r - P_p} + A_{pi}W \frac{dh_p}{d\theta} \right) \quad (19)$$

$$\dot{P}_r = \frac{K_f(P_r)}{v_r} \left(c_{12}\text{sgn}(P_r - P_p)\sqrt{P_r - P_p} - c_{21}E_{T16}\text{sgn}(P_r - P_{cyl})\sqrt{P_r - P_{cyl}} - uc_{22}\text{sgn}(P_r - P_t)\sqrt{P_r - P_t} \right) \quad (20)$$

avec E_{T16} est la somme de signal de 6 électro-injecteurs qui contrôle l'ouverture de l'injecteurs, c_{ij} sont des constantes positives [12].

3.2.3.3 Identification et validation expérimentale (PROJET BMCI)[26]

Le profil excentrique de l'arbre à cames qui entraîne le mouvement alternatif de la pompe à haute pression crée l'impulsion de pression périodique à la pompe comme représenté sur la Figure 17a.

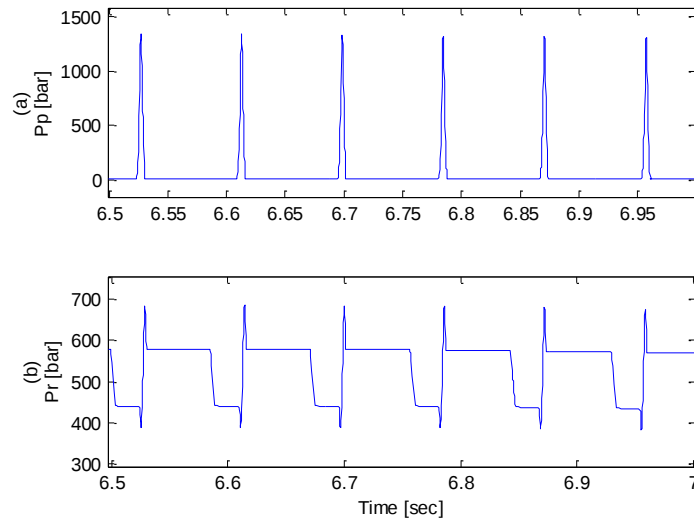


Figure 17 : Simulation de la pression de la pompe haute pression et du rail. (a) Pression carburant à la sortie du pompe, (b) Pression du carburant dans le rail

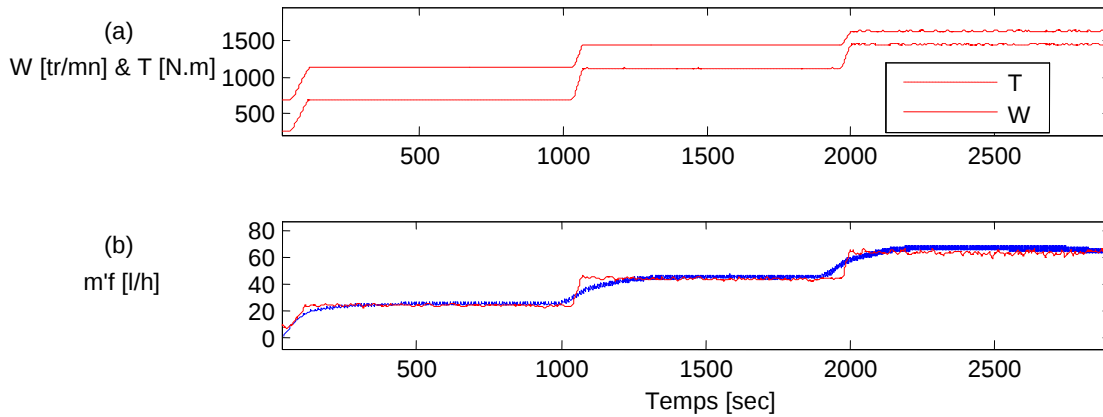


Figure 18 : Simulation et validation de systèmes d'injection. (a) vitesse de rotation de vilebrequin et couple qui sont les entrées du moteur, (b) débit de carburant

À un certain seuil, la soupape de livraison est ouverte et augmente la pression dans la rampe commune, alors la vanne électrodynamique entraînée par l'ECU, contrôle la pression dans la rampe commune à une valeur de référence en drainant l'excès de carburant dans le réservoir. Ensuite, lorsque le circuit de l'électroaimant de l'injecteur est excité, la pression dans la rampe commune, alimentant la chambre de commande, va baisser (Figure 17b).

Les paramètres à identifier sont les constantes c_{ij} . Nous nous sommes appuyé sur les travaux de [12] pour l'identification des paramètres du modèle. En effet, nous utilisons des paramètres identifiés sur des données provenant d'un système d'injection similaire au notre, pour combler le manque de capteur (Pression pompe et pression rampe commune). La Figure 18 présente la validation expérimentale de débit du carburant injecte avec les variations de W et T . elle montre que le débit de carburant augmente lorsque le couple développé par le moteur augmente, ainsi pour la vitesse du moteur.

3.2.4 Système d'admission de l'air

3.2.4.1 Description

Les travaux sur le système d'air décrit par [16] [33][17] ont été adoptés dans le modèle étudié puisqu'ils décrivent avec précision le comportement du système d'air du moteur d'une manière relativement simple.

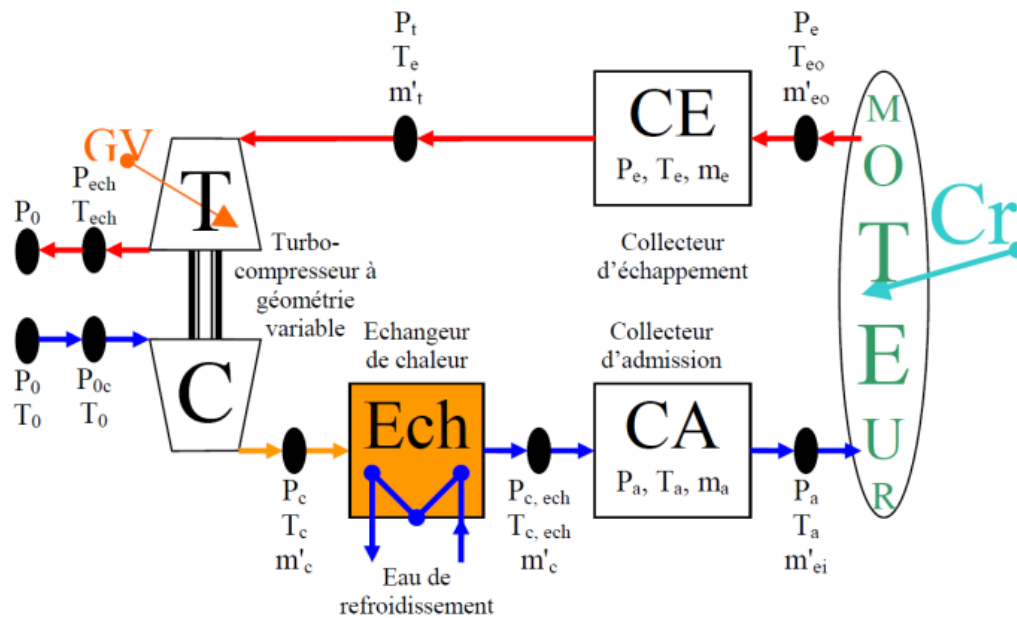


Figure 19 : Composantes de système d'air

Les variables d'état sont représentées par leurs valeurs moyennes éliminant toute dépendance de la position angulaire du vilebrequin. Le système de moteur tel que décrit dans la Figure 19 comprend cinq blocs (collecteur d'admission, collecteur d'échappement, échangeur de chaleur, le turbocompresseur à géométrie variable). Une description détaillée du système est présentée dans [17] [34].

3.2.4.2 Modèles de systèmes d'air

Le modèle global de système d'air du moteur est décrit par 6 équations différentielles, décrivant les cinq blocs du système :

a) Pression collecteur d'admission (bilan thermodynamique) :

$$\frac{dP_a}{dt} = \frac{r\gamma_a}{V_a} (\dot{m}_c T_{c,ech} - \dot{m}_{ei} T_a) \quad (21)$$

Avec r est la constante de gaz parfait (air dans ce cas), γ_a et le rapport entre la capacité thermique à volume et à pression constante de l'air dans le collecteur d'admission. P_a , V_a et T_a sont respectivement la pression, le volume et la température de l'air dans le collecteur d'admission. $T_{c,ech}$ est la température de l'air à la sortie d'échangeur eau-air. $\dot{m}_c$, $\dot{m}_{ei}$ sont respectivement le débit d'air à la sortie du compresseur et à l'entrée du cylindre.

b) Pression collecteur d'échappement (bilan thermodynamique) :

$$\frac{dP_e}{dt} = \frac{r\gamma_e}{V_e} ((\dot{m}_{ei} + \dot{m}_f) T_{eo} - \dot{m}_t T_e) \quad (22)$$

γ_e et le rapport entre la capacité thermique à volume et à pression constante de l'air dans le collecteur d'échappement. P_e , V_e et T_e sont respectivement la pression, le volume et la température de l'air dans le collecteur d'échappement. T_{eo} est la température de l'air à l'entrée de collecteur d'admission. $\dot{m}_c$, $\dot{m}_{ei}$ sont respectivement le débit d'air à la sortie de compresseur et à l'entrée de cylindre, $\dot{m}_f$ est le débit du fuel, $\dot{m}_t$ est le débit d'air à l'entrée de turbine.

c) débit d'air dans le collecteur d'admission (bilan de masse):

$$\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_c - \dot{m}_{ei} \quad (23)$$

d) Débit d'air dans le collecteur d'échappement (bilan de masse):

$$\frac{dm_e}{dt} = \dot{m}_{ei} + \dot{m}_f - \dot{m}_t \quad (24)$$

e) Vitesse de rotation de vilebrequin (bilan d'énergie) [35] :

$$J_{vil} \frac{dW}{dt} = T_m - T_p - T_f(W) \quad (25)$$

Avec J_{vil} est l'inertie de vilebrequin, T_m est le couple délivré par le moteur, T_p est le torque absorbe par l'hélice, $T_f(W)$ est le couple résistance.

f) Vitesse de rotation de turbocompresseur (bilan d'énergie):

$$\frac{dw_{tc}}{dt} = \frac{1}{I_{tc} w_{tc}} (\eta_m \dot{m}_t C_{pe} T_e \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right) \eta_t - \dot{m}_c C_{pa} T_0 \left(\pi_c^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c}) \quad (26)$$

Avec w_{tc} , I_{tc} sont respectivement la vitesse angulaire et l'inertie du turbocompresseur. η_m , η_c et η_t sont respectivement le rendement mécanique, le rendement du compresseur et le rendement du turbine. C_{pe} , C_{pa} sont la capacité thermique de l'air dans le collecteur d'échappement et d'admission. T_0 est la température d'air ambiant. π_c , π_t sont le rapport de compression dans le compresseur et le rapport de détente dans le turbine.

3.2.4.3 Identification et validation expérimentale (PROJET BMCI)[26]

Les équations présentées ci-dessus sont les équations principales du système d'air. Les modèles détaillé est présenté dans [17]. Nous nous sommes appuyé sur les travaux de [16][17] pour l'identification des paramètres du modèle. En effet, nous utilisons des paramètres identifiés sur des données provenant d'un autre moteur similaire au notre, pour combler le manque de capteur (vitesse de la turbine) et l'indisponibilité des cartographies du turbocompresseur.

La Figure 20 représente les valeurs mesurées du couple (T) qui commande le moteur, les valeurs

mesurées et estimées de la pression dans le collecteur d'admission, la pression dans le collecteur d'échappement et la vitesse de rotation du vilebrequin. L'augmentation de quantité de carburant injecté dans le cylindre et du couple, provoque une augmentation de W , et par suite, une augmentation de la pression dans les collecteurs d'admission et d'échappement.

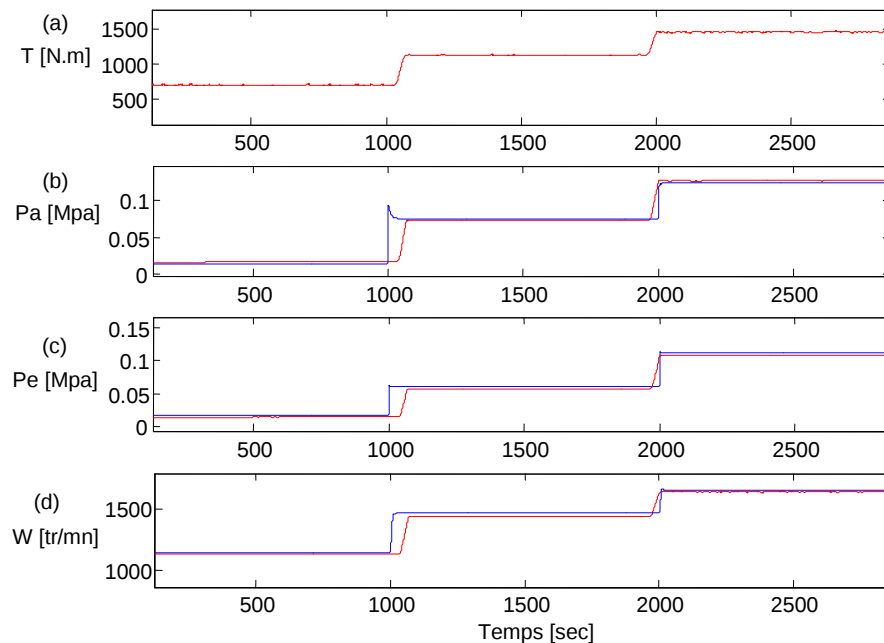


Figure 20 : Simulation et validation de système d'air, mesuré (rouge) estimé (bleu). (a) couple qui est un entrée du moteur, (b) pression de l'air dans le collecteur d'admission, (c) pression de l'air dans le collecteur d'échappement, (d) Vitesse de rotation du vilebrequin

3.2.5 Cycle thermodynamique

3.2.5.1 Description

En pratique, la combustion dans le moteur diesel ne se passe pas comme Diesel l'a décrit, à pression constante. Dans ce travail, une modélisation réelle du cycle thermodynamique développé par [25] est utilisée.

3.2.5.2 Modèle de cycle thermodynamique

L'analyse est basée sur certaines hypothèse [25] (Rida et al., 2016b). Les équations qui décrivent le modèle du cycle sont citées ici, une description détaillée se trouve dans [25].

Les équations principales sont celles de conservation de masse, de l'énergie et les équations de gaz parfaits [13][36]. L'application de la première loi de la thermodynamique et de gaz parfaits donne l'équation différentielle Eq. (27) [36], à partir de cette équation se dérive les autres équations qui décrivent les transformations thermodynamiques.

$$m \frac{\partial u}{\partial t} \frac{dT}{dt} + m \frac{\partial u}{\partial \varphi} \frac{d\varphi}{dt} + u \frac{dm}{dt} = - \frac{mRT}{V} \frac{dV}{dx} + \sum_s \frac{dQ_s}{dt} + \sum_i h_{oi} \frac{dm_i}{dt} \quad (27)$$

L'équation doit être résolue itérativement, et il est nécessaire d'utiliser les sous-modèles suivants :

a) Modèle de propriétés de gaz :

$$u_i(T) = \sum_{j=0}^n (A_j T^j) \quad (28)$$

avec A_j est trouvé dans la table thermodynamique JANAF [37]. Pour un mélange de m composants l'énergie interne globale est calculée en utilisant la méthode de fraction :

$$u(T) = \sum_{j=0}^m (x_j u_j(T)) \quad (29)$$

La même méthode est utilisé pour calculé l'enthalpie h du mélange.

b) Modèle de conservation de masse : l'équation de conservation de masse est utilisé pour calculer la masse et le rapport équivalent de l'air et du fuel dans le chambre de combustion comme présenté par les équations (30) et (31) [38] :

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_{int}}{dt} + \frac{dm_{exh}}{dt} + \frac{dm_{inj}}{dt} \quad (30)$$

Avec *int* revient à l'air d'admission, *exh* revient au gaz d'échappement *inj* revient au fuel injecté.

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\frac{dm}{dt} - (1 + \varphi / \varphi_{stc}) \frac{dm_{air}}{dt}}{m_{air}} \varphi_{stc} \quad (31)$$

Dans l'équation (29), *air* revient à l'air entrant dans la chambre à combustion et *stc* revient aux conditions stœchiométriques.

c) Modèle cinématique : le volume limité par le piston et le cylindre du moteur est calculé en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin θ [13] :

$$V = \frac{\pi D^2}{8} L \left(1 + \frac{S}{2L} - \cos \theta - \sqrt{\left(\frac{S}{2L}\right)^2 - \sin^2 \theta} + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right) \quad (32)$$

Ensuite, la variation de volume par rapport au temps est exprimé par :

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi D^2}{8} L \sin \theta \left(\frac{\cos \theta}{\sqrt{\left(\frac{S}{2L}\right)^2 - \sin^2 \theta}} + 1 \right) \frac{d\theta}{dt} \quad (33)$$

d) Modèle de transfert thermique :

[24] a développé un model empirique qui décrit le transfert de chaleur dans le cylindre et le piston comme présente dans l'équation (34) :

$$\frac{dQ}{dt} = \sum_{j=\text{boundary}} (\phi_j (T_j - T) A_j) \quad (34)$$

avec ϕ_j est le coefficient d'échange [25].

e) Modèle et processus de combustion : le modèle global de combustion peut être modéliser par le loi de Wiebe [36]. Ce loi nous permet de calculer la fraction de carburant brûlé [13] :

$$x_b = 1 - \exp \left(-w \left(\frac{\theta - \theta_{SOI}}{\Delta \theta} \right)^{n+1} \right) \quad (35)$$

Avec θ_{SOI} est l'angle de début de l'injection (SOI). Le début de combustion (SOC) à l'angle θ_{SOC} est la différence entre θ_{SOI} et l'angle θ_{AID} (auto ignition delay). Des équations sont proposées dans la littérature pour modéliser l'angle AID. Dans ce travail nous avons choisit d'utiliser l'équation développé par [39] et recommandé par [13].

$$\theta_{AID} = (0.36 + 0.22 \cdot v_p) \cdot \exp \left(E_a \left(\frac{1}{R_0 T} - \frac{1}{17190} \right) \left(\frac{21.2}{P - 12.4} \right)^{0.63} \right) \quad (36)$$

avec θ_{AID} est exprimé en degré vilebrequin, v_p est la vitesse de piston (m/s), P et T sont la pression et la température dans le tête du cylindre (bar)(K), $E_a = 618\,840/CN + 25$, avec CN est le nombre de cétane du carburant.

Les paramètres n et w de l'équation (35) sont des constantes déterminées empiriquement. Dans ce travail les valeurs de n et w sont déterminées par 3 et 5 [38].

3.2.5.3 Validation expérimentale

Dans la Figure 21 nous présentons le diagramme P-V de pression et de volume dans la chambre à combustion (Figure 21a) et la pression dans la chambre à combustion estimée et expérimentale (Figure 21b) à $W=1\,440$ tr/min et $T=1\,120$ N.m. la phase ($\theta < 140$ degré) présente la phase d'admission, après, pour ($140 < \theta < 170$) il y a la phase de compression ou la pression augmente pour atteindre 0.9 Mpa. Ensuite, la combustion se déroule entre 170 et 185 degré. À la fin de la combustion le gaz se détend dans le cylindre lorsque son volume augmente jusqu'à $\theta = 240^\circ$. Après la détente vient la phase d'échappement jusqu'à la fin du cycle. Les résultats présentés dans la Figure 21 montrent que le modèle génère des estimations satisfaisantes.

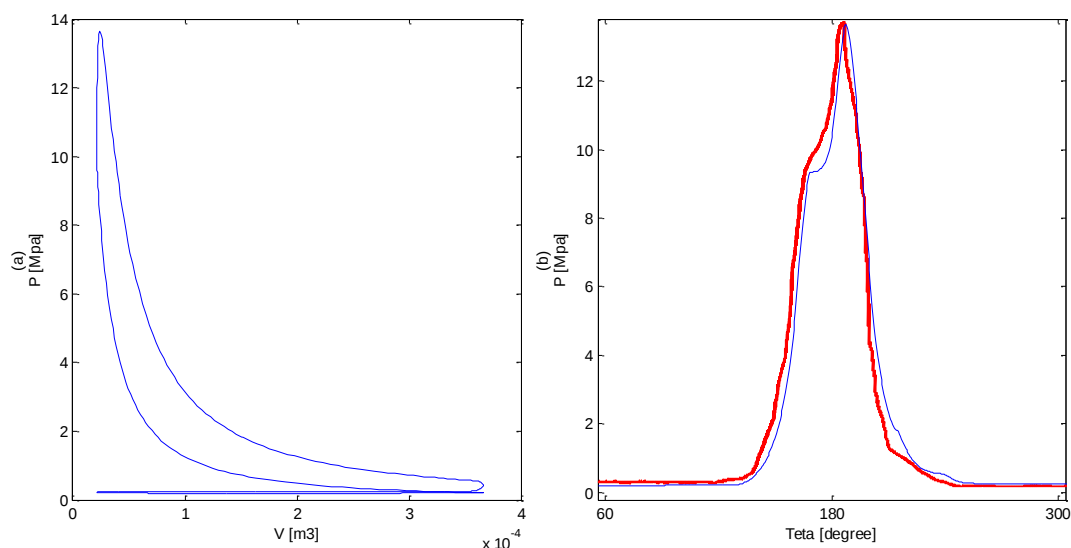


Figure 21 : Pression dans la chambre à combustion : (a) P-V cycle, (b) pression dans le cylindre

3.2.6 Les émissions

3.2.6.1 Description

La réaction de combustion de carburant dans le moteur diesel produit certains composants polluants. Ces composants résultent des réactions complexes et dépendant de :

- 1) le carburant utilisé;
- 2) la température du fonctionnement du moteur;
- 3) la forme de la chambre à combustion;
- 4) les systèmes d'injection;
- 5) les conditions de fonctionnement.

En allant vers une combustion complète, les émissions polluantes se réduisent. La combustion complète se passe lorsqu'on se rapproche du rapport d'équivalence déterminé entre la quantité de fuel injectée et la quantité de l'air présente dans le cylindre.

3.2.6.2 Modèles des gaz d'émission

Le processus de combustion produit de l'eau (H₂O) et de dioxyde de carbone (CO₂). Elle produit aussi des autres composants en petite quantité.

a) monoxyde de carbone (CO).

La cinétique de formation de CO dans la phase de combustion pré-mélangé peut être exprimée comme [13][21] :

$$\frac{d[CO_{pre}]}{dt} = (R_1 + R_2) \left(1 - \frac{[CO]}{[CO_e]}\right) \quad (37)$$

Avec $R_i (i=1,2)$ est le taux de réaction à l'équilibre, dépend de la température de combustion. L'indice e représente la condition d'équilibre chimique.

La vitesse de formation de CO dans la phase de combustion de mélange peut être exprimée comme ([40]) :

$$\frac{d[CO_{mix}]}{dt} = k_{mix} \frac{d[C_{soot_o}]}{dt} \quad (38)$$

Avec k_{mix} est une constante en relation avec la portion de soot_o transformé en CO durant la phase de combustion.

Alors les émissions de CO est :

$$\frac{d[CO]}{dt} = \frac{d[CO_{pre}]}{dt} + \frac{d[CO_{mix}]}{dt} \quad (39)$$

b) hydrocarbures imbrulés (HC).

Les émissions HC produit en principe de deux origines dans les moteurs diesels [13] [19] [41].

i) Soit d'un mélange pauvre :

$$\frac{d[HC_{ol}]}{dt} = 0.01Q_{ID} \quad (40)$$

Avec Q_{ID} est la quantité de carburant injectée durant le retard d'allumage (Ignition Delay), dépendant du rapport air/fuel.

ii) Soit d'un mélange non homogène :

$$\frac{d[HC_{um}]}{dt} = V_{sac} \frac{d[x_{sac}]}{dt} \rho_f \quad (41)$$

Avec V_{sac} est le volume du sac de l'injecteur, x_{sac} est la fraction du fuel entrant dans le cylindre venant du sac. ρ_f est la densité du fuel.

Modèle de formation de HC :

$$\frac{d[HC_f]}{dt} = \frac{d[HC_{ol}]}{dt} + \frac{d[HC_{um}]}{dt} \quad (42)$$

Modèle d'oxydation de HC :

$$\frac{d[HC_o]}{dt} = A_{HC} x_{HC} x_{O_2} \exp\left(\frac{-18375}{T}\right) \left(\frac{P}{RT}\right) \quad (43)$$

Avec A_{HC} est une constante déterminée empiriquement, x_{HC} et x_{O_2} sont la fraction molaire de HC et O_2 .

Modèle d'émission de HC :

$$\frac{d[HC]}{dt} = \frac{d[HC_f]}{dt} - \frac{d[HC_o]}{dt} \quad (44)$$

c) Oxydes d'azote (NOx).

Dans le modèle présenté ici on considéré que l'oxyde d'azote est forme à cause de mécanisme thermique (Zeldovich mechanism) [13] :

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_3(1 - ([NO]/[NO]_e)^2)}{1 + ([NO]/[NO]_e)R_3/R_4} \quad (45)$$

Avec R_i ($i=3,4$) est le taux de réaction à l'équilibre, dépend de la température de combustion. L'indice e représente la condition d'équilibre chimique.

d) Particule de suie :

La quantité forme de suie peut être calculé en utilisant le modèle développé par [20] :

$$\frac{d[m_{soot}]}{dt} = \frac{d[m_{sf}]}{dt} - \frac{d[m_{sc}]}{dt} \quad (46)$$

Formation de suie :

$$\frac{d[m_{sf}]}{dt} = A_{sf} \dot{m}_{f,u}^{0.8} P^{0.5} \exp(-E_{sf} / RT) \quad (47)$$

Oxydation de suie :

$$\frac{d[m_{so}]}{dt} = A_{so} m_{soot} (P_{O_2} / P) P^n \exp(-E_{so} / RT) \quad (48)$$

Avec A_{sf} , A_{so} sont des constantes empiriques à déterminer expérimentalement, n est une constante, $\dot{m}_{f,u}^{0.8}$ est la masse de vapeur de fuel non brûlé, P et T sont respectivement la pression et la température dans le cylindre, E_{sf} et E_{so} sont les énergies d'activations pour la formation et l'oxydation de suie. P_{O_2} est la pression partielle de l'oxygène.

e) PM :

Les émissions PM est la somme des émissions de suie et de SOF [42] :

$$\frac{d[PM]}{dt} = \frac{d[SOF]}{dt} + \frac{d[C_{soot}]}{dt} \quad (49)$$

Avec SOF est principalement la fraction lourde des émissions HC :

$$\frac{d[SOF]}{dt} = k_{sh} \frac{d[HC]}{dt} \quad (50)$$

Avec K_{sh} est une constante déterminée expérimentalement.

f) CO_2 :

$$[CO_2] = \dot{m}_f 0.99 \frac{44}{12} \quad (51)$$

Avec 0.99 est la valeur considérée pour l'efficacité de la combustion.

3.2.6.3 Identification et validation expérimentale

Les paramètres des équations de modèle d'émissions sont identifiés avec les données expérimentales. La Table 5 présente les paramètres et les méthodes utilisés pour l'identification des paramètres des modèles d'émissions. La Figure 22 représente les valeurs mesurées de rotation de vilebrequin (W) et du couple (T) qui commande notre moteur, et les valeurs expérimentales et estimées des émissions. Les variations de W et T qui sont les entrées du système, induisent des variations des autres paramètres. Lorsque W et T augmente, les émissions des gaz augmentent. Les résultats présentés dans la Figure 22 montrent que le modèle génère d'estimations satisfaisantes.

Table 5 : les paramètres à identifier des émissions

Paramètres	Description	Méthode
K_{mix}	Constante en relation avec la portion de soot _o transformé en CO durant la phase de combustion	Nelder-Mead
V_{sac}	Volume de sac de l'injecteur	Nelder-Mead
A_{HC}	Constante empirique	Nelder-Mead
A_{sf}	Constante empirique	Nelder-Mead
A_{so}	Constante empirique	Nelder-Mead
k_{sh}	Constante empirique	Nelder-Mead

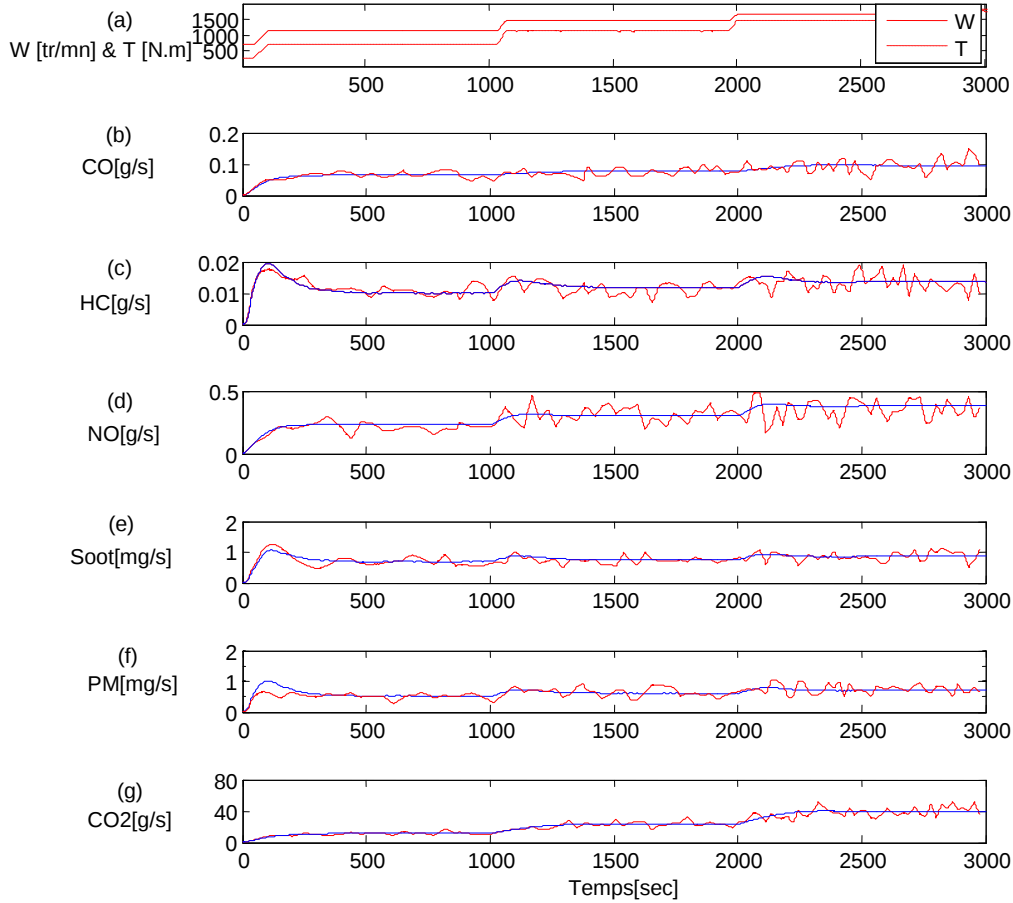


Figure 22 : Valeurs estimé (bleu) et expérimental (rouge) des émissions des gaz. (a) vitesse de rotation de vilebrequin et couple qui sont les entrées du moteur, (b) monoxyde de carbone, (c) hydrocarbure, (d) monoxyde d'azote, (e) suie, (f) PM, (g) dioxyde de carbone

3.2.7 Simulateur

Après les simulations et les validations de différents sous systèmes, nous avons formé notre simulateur sous Matlab/Simulink, comme le montre la Figure 23. Une simulation globale du moteur est présentée dans la Figure 24. La Figure 24 représente les valeurs mesurées de rotation de vilebrequin (W) et du couple (T) (PROJET BMCI)[26] qui commande notre moteur, et les valeurs expérimentales et estimées des paramètres dans les différents sous systèmes de moteur. Les variations de W et T qui sont les entrées du système, induisent des variations des autres paramètres. Lorsque W et T augmente, nous remarquons des augmentations des températures et des pressions, de l'eau et de l'huile, une augmentation de température de l'air à l'entrée du

cylindre, et une augmentation de débit de carburant. Les résultats présentés dans la Figure 24 montrent que le modèle génère d'estimations satisfaisantes.

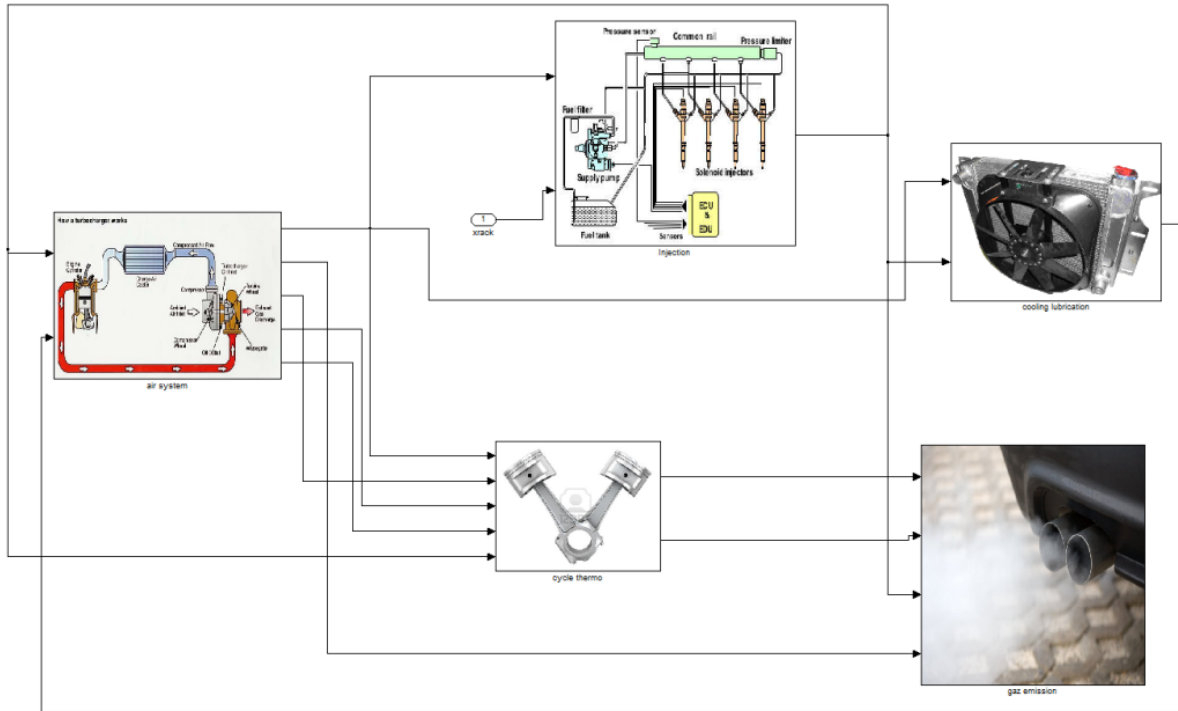


Figure 23: Simulateur sous Matlab/Simulink

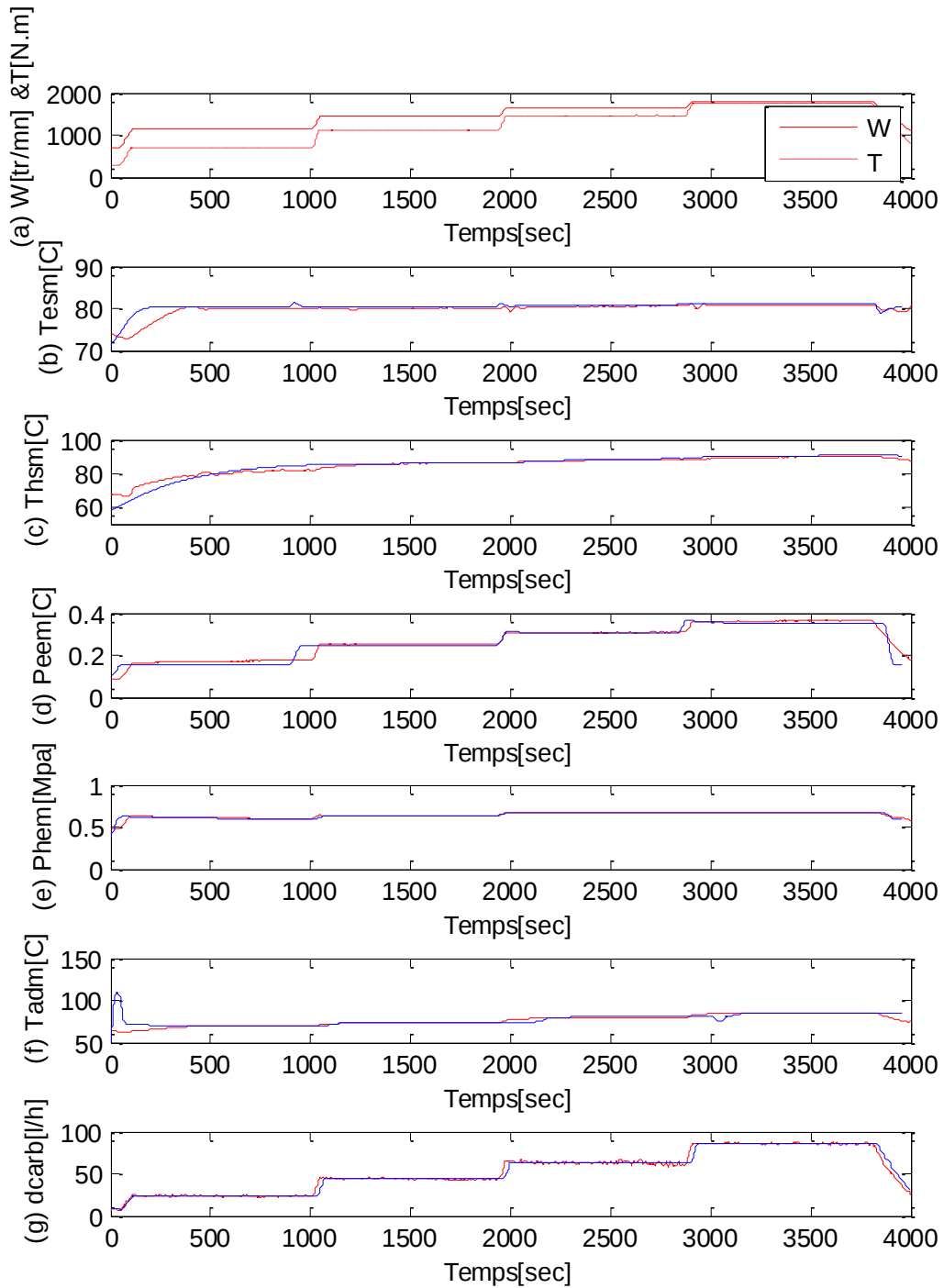


Figure 24 : Valeurs estimé (bleu) et expérimental (rouge) de fonctionnement du moteur. (a) vitesse de rotation de vilebrequin et couple, (b) température de l'eau à la sortie de bloc moteur, (c) température de l'huile à la sortie du bloc moteur, (d) pression du pompe eau à l'entrée du bloc moteur, (e) pression du pompe huile à l'entrée du bloc moteur, (f) température de l'air d'admission après l'échangeur eau-air, (g) débit du carburant.

3.3 Conclusion

Un modèle de moteur diesel marin qui simule la pression, la température, l'efficacité, le taux de carburant, les émissions, le dégagement de chaleur aux différents points de fonctionnement de moteur a été construit. Le moteur est divisé en sous-systèmes : refroidissement, lubrification, injection, émission, air et combustion. Chacun d'entre eux est discuté séparément, puis fusionné pour construire le modèle dynamique du moteur diesel marin. Des équations empiriques et semi-empiriques, sont proposées dans le but de simplifier la modélisation, par laquelle la vitesse et la précision de la simulation sont significativement améliorées. Les résultats des simulations ont montré que les prédictions de simulation sont en accord avec l'expérience.

Dans le développement futur de cette recherche, le simulateur peut être utilisé pour étudier l'impact sur les sorties de sous-systèmes de moteur de l'évolution des valeurs et des paramètres de défauts, pour les fautes les plus populaires de moteur diesel marin notamment comme un injecteur de carburant défectueux, un cylindre qui fuit, une pompe à carburant usé, les segments de piston cassées, un turbocompresseur dégradé, un filtre à air dégradé, un refroidisseur d'air dégradé et beaucoup d'autres. Une application de ce modèle comme diagnostic pour le système d'air est réalisée par [43]. Ainsi, le simulateur peut être utilisé pour étudier les diagnostics et les pronostics de défauts dans tous les sous-systèmes du moteur diesel.

Chapitre 4

Etat de l'art sur les défauts de moteur diesel

4. Etat de l'art sur les défauts de moteur diesel

4.1 Introduction

Ce chapitre présente une recherche bibliographique sur les défauts qui peuvent se produire sur un moteur diesel. Ces défauts ont été analysés, classés, modélisés et leurs influences sur le système global ont été étudiées. Ainsi, cette étude a comme but de préparer une base de données importante sur les défauts de moteurs diesel qui peuvent être utilisés pour développer des stratégies de diagnostic des défauts et du pronostic, et aussi, pour développer des simulateurs de moteur diesel visant à étudier son comportement en présence de défaut. Différents modèles de défauts, tels que les modèles de dégradation analytiques qui peuvent être représentés soit en fonction du temps soit en fonction du nombre de cycles, les modèles empiriques, les modèles basés sur les données expérimentales telles que les modèles de réseaux neuronaux, et les modèles représentés par une constante, sont étudiés, analysés et leurs intégrations dans le modèle globale du moteur sont aussi présentées. Et enfin, une approche plus réaliste basée sur une étude probabiliste appliquée sur les modèles est mise en lumière.

Les moteurs diesel modernes, à injection directe et turbocompresseur, ont montré un progrès significatif dans la consommation du carburant, les émissions et la déductibilité. Avec la recirculation des gaz d'échappement et les turbocompresseurs à géométrie variable, ils sont devenus de plus en plus complexes. Par conséquent, le diagnostic et le pronostic de défaut ne peuvent pas être facilement réalisés et, il est extrêmement important par la suite de développer de différentes techniques pour estimer les états réels du moteur et pour détecter les défauts.

Plusieurs revues dans la littérature ont abordé la modélisation d'un moteur diesel et ont étudié l'influence de quelques défauts sur certains de ses composants. [44] présente une revue sur les défauts causés par de la fatigue du vilebrequin. Ces défaillances peuvent engendrer plusieurs fissures sur la surface du vilebrequin et peuvent effectuer des contraintes résiduelles. La motivation principale de cet article était d'étudier comment le phénomène de fatigue conduit à la rupture du vilebrequin.

Dans [45], l'objectif principal de l'article a été orienté sur les défauts de soupapes dans le moteurs à combustion internes, et aussi sur l'influence de la température élevée sur la fatigue et

les propriétés mécaniques des matériaux, comme la dureté et la limite d'élasticité ; les défauts qui sont dû à l'impact de charge, et le taux d'usure qui dépend de la charge et du temps. Dans leur étude, une courbe présentant la contrainte maximale combinée avec le nombre de cycles est établie. Cette courbe peut être utilisée comme une base de données pour les chercheurs dans l'élaboration des matériaux de la soupape avec une durée de vie prolongée.

Dans [46], on propose un modèle caractéristique de paramètre de défaut multidimensionnel pour les pièces en rotation dans les systèmes mécaniques. Le but de cette caractéristique de défaut est la proposition d'une technologie de diagnostic pour les pannes mécaniques. Plus précisément, la méthode de linéarisation flou-grise est présentée pour prévoir les défauts qui se produisent à court terme. Cette méthode aide à préparer un modèle de pronostic et peut également manipuler d'une manière effective la non linéarité des données de prédictions. Un facteur d'optimisation est également déterminé pour rendre les données de prédictions proches des données réelles.

Dans [47], une revue sur la nature de la contamination de lubrifiant est détaillée. Elle présente les modes de la lubrification et les mécanismes primaires de l'usure du moteur. En plus, une corrélation entre la contamination et l'usure des composants du moteur, et plusieurs études importantes mesurant l'effet de la contamination sur l'usure et les performances de moteur, sont discutées.

Dans [48], une synthèse de plusieurs méthodes pour la prédiction des pannes de machines rotatives est présentée dans cette revue. Ces méthodes sont analysées et classifiées comme suit :

- Modèles de fiabilité conventionnels,
- Modèles basés sur état de pronostics
- Modèles intégrant la fiabilité et les pronostics.

Dans [49], une conception robuste pour le piston dans le moteur à combustion interne, échangeant sans interruption à une température variable et chargée par des paires de turbo, est proposée. Plusieurs études sur la conception, la dynamique, la fatigue et l'usure de surface de piston en contact avec les autres éléments et leurs effets sur les moteurs ont été développées

dans la littérature. On voit que l'augmentation de rugosité de la surface de chemise du cylindre augmente le coefficient de frottement, et également l'augmentation de l'épaisseur de revêtement fait croître les performances thermiques du piston.

Dans [50], l'étude du développement et de la contribution de divers composants de frottement pendant la phase transitoire du moteur diesel a été examinée en utilisant un code de simulation validé expérimentalement. Ceci est accompli avec l'utilisation d'un modèle détaillé de frottement récemment proposé.

Dans [51], l'auteur a présenté une stratégie pour la prédiction de la variation de l'usure dans la face du segment de piston, de l'anneau-cannelure et de la chemise du cylindre en temps réel. En outre, le changement dans la gorge du segment du cylindre et le volume changeant du réservoir de gaz sont calculés. Ensuite, la limite de durabilité d'un segment de piston est prédite. En conclusion, la durée de vie d'un moteur d'essai en termes de consommation anormale d'huile provoquée par l'usage accumulé des faces des segments et de la chemise du cylindre est estimée.

Comme présenté ci-dessus, la plupart de travaux existant dans la littérature traitent les modèles avec des défauts de quelques composants du moteur diesel, et également l'étude des performances de moteur diesel dans des conditions défectueuses sont limitées pour certains travaux. En plus de cela, nous ne trouvons pas dans la littérature des travaux sur la modélisation des défauts dans des moteurs diesel complets. Ainsi le but principal du travail dans ce chapitre est de préparer une base de données sur les modèles des défauts pour être employé pour des recherches et également pour des simulateurs de moteur diesel intégrant des défauts.

En ce qui suit de ce chapitre, nous présentons une revue sur les différents défauts qui peuvent être produites sur chaque sous-système sur le moteur diesel. La Table 6 présente dans sa première ligne les principaux composants du moteur que nous considérons dans notre étude, et ensuite chaque colonne présente les sous-composants constituant le composant principal, sur lesquels un défaut peut être produit. Par exemple, le système de refroidissement, est considéré comme un composant principal, il contient plusieurs éléments tels que la pompe, les tuyaux, thermostat dans lesquels des défauts peuvent se produire.

Table 6 : les composants considérés dans le moteur diesel

Refroidissement	Lubrification	Injection	Air	Combustion
pompe	pompe	pompe	manifold	joints
tuyau	tuyau	pipes	échangeur de chaleur	soupape
thermostat	échangeur de chaleur	de injecteur	turbocompresseur	segments
échangeur de chaleur	filtre d'huile	arbre à came	valves	piston

D'autres composants sont communs entre les différents systèmes, tels que : filtres, soupapes, arbre, ceintures, roulement, capteurs, actionneurs ... Dans la littérature, l'étude et l'analyse des défauts qui peuvent être produites sur le moteur diesel sont directement liées à la stratégie de diagnostic. Ainsi, afin de détecter, d'analyser et de modéliser les défauts, les stratégies développées dans le diagnostic de pannes et de contrôle à tolérance de panne doivent être analysées. La plupart des recherches antérieures dans le domaine de diagnostic de pannes du moteur diesel ont été effectuées pour certains éléments du moteur diesel et qu'ils ne considèrent pas le système complet de moteur. En outre, certaines de ces méthodes sont basées sur des études statistiques et expérimentales. On cite parmi ces études : le diagnostic de pannes sur le système de combustion utilisant des réseaux neuronaux [52], les signaux vibratoires en utilisant la théorie des ondelettes [53], des défauts d'injection de carburant en utilisant la logique floue [54]. D'autres études ont portées sur le diagnostic basé sur modèle pour certains composants dans le moteur diesel tel que des défauts dans le système de refroidissement [55], d'une défaillance du processus de combustion [56], et des défauts de circuit d'air [57].

Plusieurs études ont présentées des défauts pour le diagnostic du moteur marin, les défauts considérés sont classés en se basant sur deux approches fondamentales : les méthodes essentiellement statistiques [58] [59] [60] [61] et celles basées sur des modèles de simulation de

moteur diesel [62] [63] [64] [65] [66] [67] [68] [69], ces dernières sont plus récente et probablement plus utile.

Différentes approches et stratégies ont été présentées pour la détection de défauts dans les pompes centrifuges et le circuit hydraulique. En [70], [71] la détection des défauts tels que le blocage, la cavitation, et la dégradation du roulement a été réalisée grâce aux signatures de courant de spectre. En [72], un système non linéaire est modélisé par un ensemble de fonctions floues et en [73] une version linéarisée du modèle de système est utilisée pour la détection des défauts. En [74], les auteurs présentent une approche basée sur un modèle de détection et d'isolation des défauts dans une pompe centrifuge. Un modèle dynamique de segment, un modèle de frottement entre segment et chemise et un modèle de l'épaisseur du film d'huile entre le bloc et l'anneau sont tous présentés dans [75][76]. Dans [77][78], un modèle de consommation d'huile est représentée. En [79], un modèle d'usure de face de segment ainsi qu'un modèle d'usure des gorges de segments sont présentés et utilisés. En [80], un modèle d'usure de chemise de cylindre est présenté et utilisé.

Dans ce travail, nous nous intéressons à la présentation des défauts possibles qui peuvent être produites sur la plupart des systèmes et des composants du moteur diesel, et aussi d'écrire des modèles pour ces défauts. Ces défauts peuvent être classés en fonction de plusieurs facteurs (voir le paragraphe suivant). Le facteur le plus important est le comportement de ce défaut en fonction du temps telle que :

1. Brusque (soudaine), où il est fortement considéré dans le pronostic et le diagnostic (Figure 25) des défauts. La présence de la faute dans ce cas est représentée par une variation d'une constante.
2. Progressive (dégradation en fonction du temps ou du nombre de cycles) où des très rare études ont été trouvées dans ce domaine. L'étude présentée dans ce chapitre, pour ce cas, considère la théorie de panne de chaque composant basé sur la théorie de la conception des éléments.

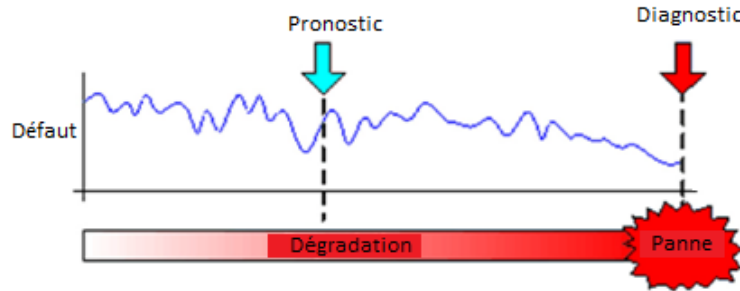


Figure 25 : Stratégies de détection de défauts avant et après son occurrence

4.2 Type des défauts : classification générale

Les défauts dans un système (tel que le moteur diesel) peuvent être considérés comme une entrée qui provoquerait un certain écart par rapport au comportement normal du système. Ils sont classés [81] [82] selon :

1. Leurs positions dans le système : les actionneurs, le composant, ou les capteurs comme le montre la Figure 26.
2. Leurs comportements en fonction du temps, comme brusques, intermittentes, progressives.
3. Leurs modélisations mathématiques comme additifs ou multiplicatifs.

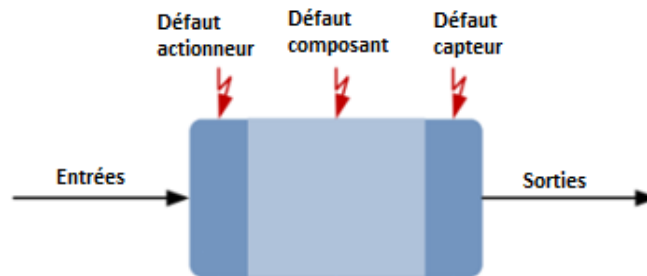


Figure 26 : Défauts dans un système physique

4.2.1 Position dans le système

- Défauts d'un composant

Ils apparaissent dans la partie mécanique du système. Nous entendons les défauts qui peuvent être produits sur les tuyaux tels que les fuites, dans les boîtes de vitesses, les ruptures ou fissures, les changements dans la viscosité de l'huile, la variation du coefficient de frottement, la dégradation de pompes, l'encrassement dans les échangeurs de chaleur, les défauts dans le système d'injection (défauts d'injection, erreur de temps de l'injection...), un mauvais fonctionnement des soupapes, des défauts de compression. Chacun de ces défauts sera discuté en détails.

Ces défauts sont principalement les conséquences du vieillissement des composants, de la fatigue, des opérations de surcharge, et des facteurs externes, qui peuvent endommager certains composants du moteur d'une manière brusque et soudaine.

- **Défauts dans un actionneur**

Les actionneurs sont les composantes des systèmes qui transforment les signaux de commande en mouvement mécanique. Un défaut dans un actionneur peut entraîner une grande perte en énergie du système et peut provoquer une perte totale de contrôle (40). Plusieurs exemples peuvent être donnés aux défauts des actionneurs. Celles-ci comprennent les défauts de vannes de commande coincées, des défauts dans les pompes, moteurs, etc. Certains défauts d'actionneurs communs dans les servomoteurs comme s'ils sont bloquer en place, flottent autour de zéro, blocage en valeur maximale et la perte d'efficacité (40), (41), comme illustré sur la Figure 27.

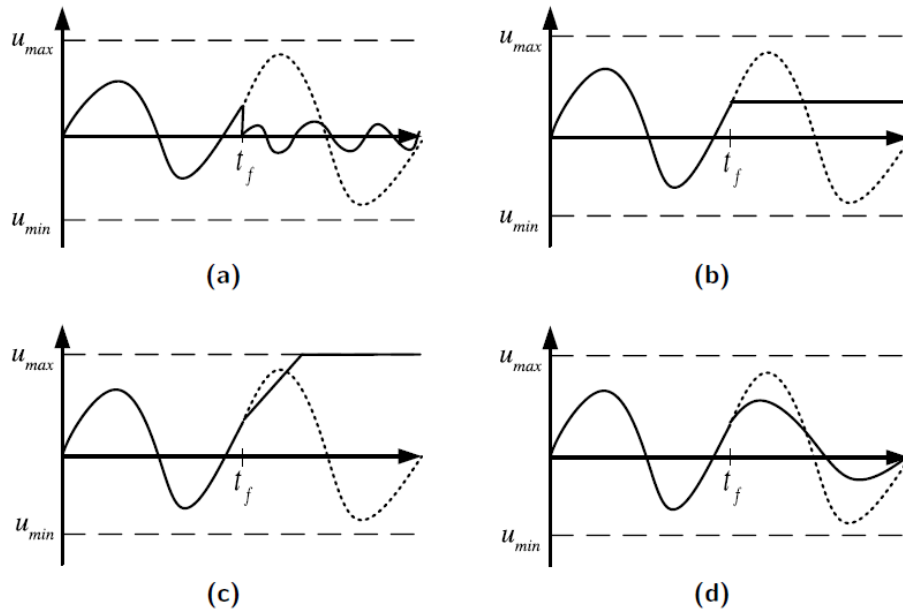


Figure 27 : Représentation graphique de types de défauts le plus commun des actionneurs du servomoteurs [83]. La ligne pointée présente la valeur de commande et la ligne solide présente la valeur actuel. (a) flottant autour de zéro, (b) verrouillage en place, (c) blocage en valeur maximale (d) perte d'efficacité.

- **Défaut dans un capteur**

Les mesures obtenues par des capteurs sont analysées et des stratégies de contrôle sont développées sur la base de ces mesures. Ainsi, des défauts dans les capteurs peuvent avoir une influence sur la stratégie de contrôle et donc sur le fonctionnement général, et par suite une dégradation de la performance du système [84]. Il est donc très important de détecter ces défauts. Des exemples typiques de défauts de capteur sont les suivants : un biais, une dérive, une dégradation des performances (ou une perte de précision), capteur de congélation et de l'erreur de calibrage [85] [83] [86] comme illustré sur la Figure 28.

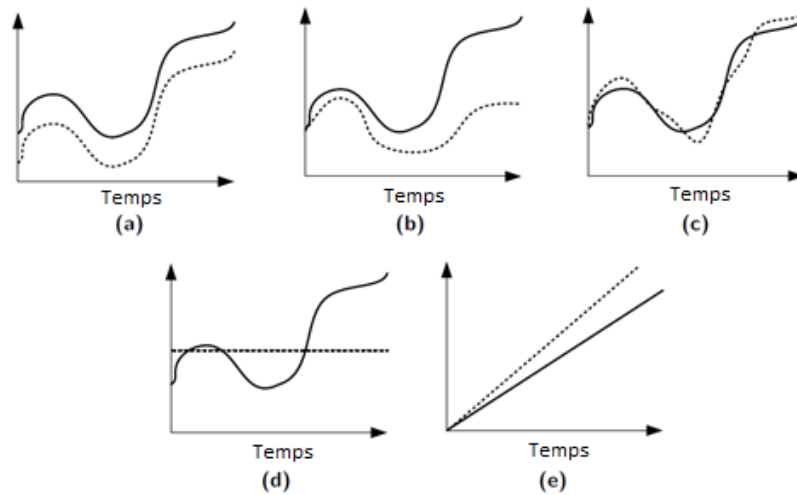


Figure 28 : Représentation graphique de défauts dans le capteur, la ligne solide présente la valeur actuelle et la ligne dotée présente la valeur mesurée. (a) Bias, (b) Drift, (c) Perte de précision, (d) Congestion et (e) Erreur de calibration

4.2.2 Caractéristiques par rapport au temps

Les défauts peuvent aussi être classés en trois classes comme représenté sur la Figure 29:

- **Défauts brusques** (Figure 29A) : ils présentent l'effet le plus sévère sur le moteur et peuvent provoquer des détériorations d'équipements. Par contre, ces défauts sont heureusement plus facile à détecter. Il est montré sur la Figure 29A, que ces défauts peuvent être considérés comme un ajout d'une valeur fixe positive ou négative. Pour un défaut persistant brusque, le détecteur a besoin d'estimer le moment de l'injection, T_{inj} , et la variation de la grandeur du signal, A , causée par le défaut brusque. Le signal résiduel pour le défaut est exprimé comme suit : $r[n] = A + w[n]$.

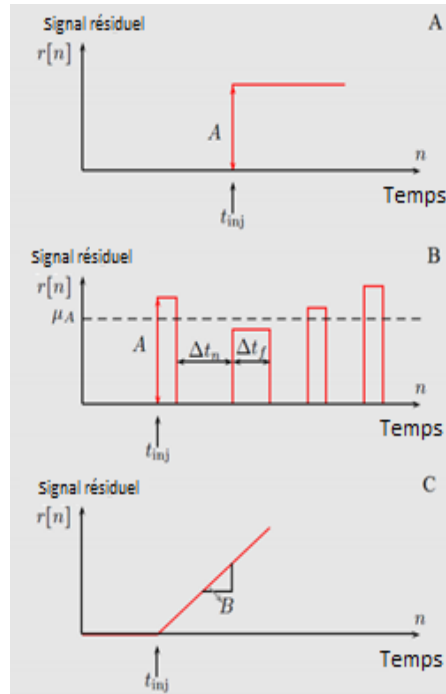


Figure 29 : Les défauts en fonctions du temps. (A) défaut brusque, (B) défaut intermittent, (C) défaut progressive

- Défauts Intermittent :** Un profil de défaut intermittent, illustré sur la Figure 29B, est modélisé comme une faute persistante brusque répétée qui se réinitialise après un intervalle de temps aléatoire. Le temps de persistance de défauts, Δt_f , et le temps Δt_n , pour chaque répétition de défaut sont tirés en se basant sur des distributions exponentielles $\exp(\mu_f, t_f)$ et $\exp(\mu_n, t_n)$, respectivement. La variation de la grandeur du signal résiduel, A , causée par le défaut provient d'une distribution gaussienne de moyenne μ_A et de variance σ_A^2 . Le détecteur doit estimer le moment de l'injection, T_{inj} , l'amplitude du signal résiduelle moyenne, μ_A , le temps moyen de persistance du défaut, t_{inj} , et le temps moyen entre deux fautes, μ_n . Le signal résiduel pour la faute peut être exprimé comme suit : $r[n] = AZ[n] + w[n]$, où la fonction $Z[n]$ est un processus aléatoire binaire représentant la présence ou l'absence de faute, défini par : $Z[n] = 0$ faute absent, $Z[n] = 1$ défaut présent.
- Défauts progressifs :** Un profil d'un défaut progressif, illustré sur la Figure 29C, est modélisé comme une croissance lente avec un changement positif ou négatif du signal et il provient de la dégradation des équipements. Leurs comportements

évoluent lentement, et il est difficile de les détecter. Ces défauts peuvent être estimés par un profil linéaire, parce qu'ils évoluent lentement dans le temps. Pour un défaut naissant le détecteur a besoin d'estimer le moment de l'injection, t_{inj} , et la pente du signal, M . Le signal résiduel pour le défaut peut être exprimé comme suit : $r[n] = B[n] + w[n]$ où $B = M.T_s$, et M est une constante représentant la pente de la dérivée, et T_s est la période.

4.2.3 Propriétés mathématiques :

Elles peuvent être représentées par des défauts multiplicatifs ou additifs. Un défaut additif est un défaut qui est ajouté au vecteur d'état $x(k)$ ou le vecteur de sortie $y(k)$. Dans un sens physique, un défaut additif apparaît comme un capteur ou actionneur offset. Un défaut multiplicatif influence le variable $x(k)$ ou $y(k)$ en tant que produit d'un défaut par un autre variable. Dans un sens physique, les défauts multiplicatifs peuvent être utilisés pour décrire une dégradation du capteur, de l'actionneur ou de composants.

4.3 Classifications et modèles de défauts dans le moteur diesel :

Chacune de ces classifications de défauts est brièvement décrite ci-dessous. La Table 7 cite les défauts les plus courantes dans les moteurs diesel. Cette table donne une vue générale sur les fautes possibles et le pourcentage de leurs occurrences :

Table 7 : Occurrences des défauts dans les moteurs diesel [87]

Nature de défaut	Occurrence %
Système d'injection de fuel	27.0
Fuite d'eau	17.3
Soupape et siège	11.9
Roulement	7.0
Piston	6.6
Fuites d'huile et systèmes de lubrifications	5.2
turbocompresseurs	4.4

Engrenage et chaîne	3.9
Engrenage gouverneur	3.9
Fuite du carburant	3.5
Fuites d'air	3.2
Les ruptures et les fractures	2.5
Divers	2.5
Fondations	0.9
Vilebrequin	0.2

Dans ce chapitre, nous nous intéressons à la classification des défauts en fonction de leurs comportements dans le temps. L'objectif principal de cette classification est l'utilisation des défauts dans les simulateurs de moteur diesel, comme le simulateur que nous avons développé et proposé [88]. Ainsi, les modèles de plusieurs défauts peuvent être distingués :

4.3.1 Défauts modélisés comme une constante (défauts brusque) [26]

Certains travaux sur le diagnostic et le pronostic du moteur diesel introduisent un modèle de défauts avec $k = \text{cte}$. [89] ont utilisé les équations de parités non linéaire, pour faire le diagnostic des défauts suivants : défaut de calibrage de la pédale d'accélérateur et défaut dans le capteur de vitesse. Ce travail est fait avec l'utilisation d'un modèle NARMAX et les résultats sont testés sur un moteur d'automobile. [90], se concentre sur les défauts dans le système d'air. Ils utilisent le filtre de Kalman pour faire une estimation des paramètres du modèle de défauts. Ces défauts concernent le capteur de pression, les fuites dans le système d'air et les défauts dans le capteur de débit d'air. [55] ont utilisé un observateur à mode glissant pour faire une estimation de l'état et des paramètres. Son travail portait sur le diagnostic de défauts dans le système de refroidissement.

Concernant aussi le diagnostic des défauts dans les moteurs diesel, [57] ont utilisés des observateurs adaptatifs pour l'estimation des défauts dans le système d'air (collecteur d'admission

et d'échappement). L'isolation entre ces défauts est faite en utilisant la méthode de test d'hypothèses. En [91], un système de diagnostic de défaut sur la base de tests d'hypothèses structurés est proposé, dans le but de détecter et d'isoler différents types de défaillances qui sont en mesure d'influencer la boucle de commande de pression dans le système d'injection diesel à rampe commune. Dans le travail de [57], les défauts détectés sont : une fuite d'air et une soupape de EGR bloqué ouvert. Cette détection est réalisée par la moyenne d'un observateur adaptatif simple et le filtre de Kalman. Le système a été testé sur un moteur de véhicule réel avec les capteurs suivants : la température après RAS, le débit d'air, la pression de collecteur d'admission et la vitesse rotation de vilebrequin. [92] a testé un observateur statique avec prise en compte de la relation entre les résidus et les mesures. Les défauts détectés sont : les défauts dans les capteurs, les défauts dans les actionneurs et un défaut de fuites d'air dans le système d'air (collecteur d'admission, collecteur échappement...). Dans [74], une approche à base du modèle pour la détection et l'isolation de défaut dans une pompe centrifuge est proposé.

Autre travaux concernant le diagnostic de défaut des moteurs diesel comme [93], ont formé un modèle physique avec un modèle neural. Les défauts observés dans ce travail sont celles des tubes reliant les imbrûlés de gaz, la fuite après RAS, la restriction après le RAS et les problèmes de la valve d'EGR. Le travail de [43] est un exemple sur l'application des observateurs pour le diagnostic de défauts sur le moteur diesel. Selon Nohra, cet observateur avec la théorie de μ -contrôleur sont utilisés pour faire l'isolation et la détection des défauts suivants : Encrassement RAS, dérèglement dans les soupapes d'admission, fuite d'air et baisse du rendement dans le turbocompresseur. Le travail de [94], propose d'utiliser des observateurs adaptatifs pour détecter un défaut de fuites d'air. Pour estimer la pression dans le collecteur, les entrées de ces observateurs sont : débit d'air, température d'air d'admission, température de gaz d'échappement, pression d'échappement, la position de la soupape d'air d'admission et la soupape EGR.

Pour la prédiction de la performance du moteur dans des conditions défectueuses, [67] présente un modèle pour étudier la performance de moteur diesel marin en présence de différents défauts du moteur. En se basant sur cette analyse, leur impact sur les différents paramètres mesurables

du moteur est déterminé. Le travail de [95] vise à vérifier la capacité du modèle de moteur diesel dans la simulation de fonctionnement en présence de défauts ; ensuite, d'analyser et de comparer l'influence de ces défauts sur les modifications de la performance d'un moteur diesel marine quatre temps avec turbocompresseur. Les défauts du moteur analysés sont liés au système d'injection de carburant et le comportement du collecteur d'échappement.

Description de défauts

Dans le paragraphe suivant, une description des défauts est proposée. Basé sur (24), les défauts suivants sont considérés et analysés comme suit :

1. **Défaut compression** : il peut être décrit par la variation de rapport de compression (CR) qui a une valeur nominale (CR_n). En présence de défauts, (CR) est décrit par : $CR_f = K/100 * CR_n$ ($70\% < K < 100\%$). Certains défauts peuvent causer la variation de CR comme les dépôts de résidus dans le cylindre du moteur, le remplacement de certains composants du moteur et le remplacement de joint de culasse.
2. **Défaut injecteur** : il peut être décrit par la variation du constant a_{mix} , qui a une valeur nominale $a_{mix,n}$. En présence de défauts, ce paramètre est décrit par $a_{mix,f} = K/100 * a_{mix,n}$ ($70\% < K < 100\%$). Certaines pannes peuvent causer des défauts dans la surface de l'injecteur comme l'usure de l'aiguille, le blocage du trou de l'injecteur, la variation de pression d'ouverture de l'injecteur mais aussi d'autres défauts.
3. **Défaut de temps d'injection** : C'est l'augmentation ou la diminution du temps d'injection en degrés d'angle de vilebrequin du moteur et exprimé comme un défaut de décalage de temps de l'injection. Plusieurs facteurs peuvent causer une erreur de temps d'injection tels que l'usure de came du fuel, l'usure d'un rouleau, et de l'angle relatif incorrect entre l'arbre à cames et le vilebrequin du moteur.
4. **Défaut dans l'efficacité de refroidisseur d'air** : Il est décrit par la réduction de l'efficacité de refroidisseur d'air, qui a une valeur nominale ϵ_n . en présence de défaut, ce

paramètre est décrit comme $\varepsilon_f = K/100 * \varepsilon_n$ ($70\% < K < 100\%$). Plusieurs raisons peuvent causer une erreur de l'efficacité de refroidisseur d'air comme la réduction de surface d'échange de chaleur, l'encrassement de l'échangeur, la corrosion et d'autres raisons.

5. **Chute de pression d'air après le refroidisseur d'air** : Ce défaut est exprimé par la variation de la constante a_{ac} , qui a une valeur nominale $a_{ac,n}$. En présence de défauts, ce constant est décrit par $a_{ac,f} = ff/100 * a_{ac,n}$ ($6.5\% < ff < 100\%$). La chute de pression est due principalement au blocage partiel de refroidisseur qui est à son tour due aux encrassements ou de dépôts de matières solides dans le canal.

6. **Défaut turbine** : Il est exprimé par la réduction de rendement isentropique de turbine η_{isT} , qui a une valeur nominale $\eta_{isT,N}$. En présence de défauts, ce facteur est décrit par $\eta_{isT,f} = K/100 * \eta_{isT,N}$ ($70\% < K < 100\%$). La réduction du rendement isentropique de la turbine est causée principalement par la variation de la géométrie de l'aube de la turbine en raison de la pollution, de l'usure ou d'autres raisons.

7. **Défaut compresseur** est exprimé par la réduction de rendement isentropique de turbocompresseur η_{isC} , qui a une valeur nominale $\eta_{isC,n}$. lors du fonctionnement avec défauts, ce constante est décrit par $\eta_{isC,f} = K/100 * \eta_{isC,n}$ ($70\% < K < 100\%$). La réduction de l'efficacité isentropique de compresseur est due principalement au changement dans sa géométrie.

8. **Changement de surface efficace de buse turbine** est exprimé par la variation de surface efficace de buse d'entrée de turbine A_{exh} , qui a une valeur normale $A_{exh,n}$. En présence de défaut, ce constant est décrit par $A_{exh,f} = K/100 * A_{exh,n}$ ($80\% < K < 120\%$). La diminution de surface efficace est causée par la pollution et l'augmentation de cette surface est causée par l'augmentation de jeux entre les éléments due à l'usure.

9. **Défaut dans l'orifice d'échappement** est la réduction de surface de l'orifice d'échappement qui a une valeur nominale $A_{port,n}$, lors du défauts ce constant est décrit par $A_{port,f} = K/100 * A_{port,n}$ ($50\% < K < 100\%$). Cette réduction est causée par la pollution qui fait les produits de la combustion.

10. **Défaut dans le canal d'échappement** est exprimé par la variation du constant a_{exh} , qui a une valeur nominale $a_{exh,n}$. En présence de défauts, ce constant est exprimé par $a_{exh,f} = K/100 * a_{exh,n}$ ($6.5\% < K < 100\%$). Cette réduction est causée par la pollution qui vient de soufflage de gaz d'échappement dans le canal d'échappement.

Dans [74] les défauts suivant sont considérés :

11. **Colmatage à l'intérieur de la pompe,**

12. **Augmentation de la friction en raison soit de l'impact de frottement ou de défauts palier,**

13. **Augmentation du flux de fuite,**

14. **La dégradation des performances en raison de la cavitation,**

15. **Le fonctionnement à sec**

16.

Les trois premiers défauts sont des défauts internes provoqués respectivement par les impuretés dans le liquide et par l'usure. Le quatrième défaut, la cavitation, est causée par une trop faible pression d'entrée, ce qui signifie que le défaut est externe. Cependant, il a été traité comme un défaut interne. Le dernier défaut, le fonctionnement à sec, est un phénomène causé par des défauts dans le système environnant, il est donc un défaut externe et il est traité aussi. Même s'il n'est pas un défaut intrinsèque à la pompe, ce défaut est important à détecter puisque des bagues et des roulements seront détruits lorsque la pompe se met en marche sans eau pendant quelques secondes seulement. Tous les défauts mentionnés affectent la partie hydraulique de la pompe. La performance de la partie hydraulique de la pompe peut être représentée comme dans le modèle ci-dessous. Ces rapports décrivent respectivement la pression et le couple produit par la pompe et la mesure du débit.

En introduisant ce défaut la relation devient :

$$H_p = f_H(Q, W_r) - K_f Q^2 - C_{ch} f_c - C_{dh} f_d \quad (52)$$

$$Tp = f_T(Q, W_r) + \Delta B W_r - C_{ct} f_c - C_{dt} f_d \quad (53)$$

$$y_3 = Q - K_l \sqrt{H_p} \quad (54)$$

avec Q est le débit volumétrique du pompe, W_r est la vitesse de rotation, H_p est la pression délivre par la pompe, Tp est le couple cause par la pompe sur son arbre de rotation, $f_H(Q, w_r)$ et $f_T(Q, w_r)$ sont respectivement le model de H_p et Tp sans défauts [74]. Dans le modèle avec défauts K_f , ΔB , K_l , f_c , f_d sont des constantes positives, représentant respectivement, le défaut de colmatage, les défauts de friction, les défauts de fuites, les défauts de cavitation et le fonctionnement à sec. C_{ch} , C_{dh} , C_{ct} and C_{dt} sont des constantes.

Dans [43], les défauts suivant sont considérés :

- 17. Fuite d'air dans le collecteur d'admission :** il peut être modélisé en se basant sur le diamètre d'un trou (d) dans le collecteur d'admission. Comme le débit de fuite varie en fonction de la pression, il peut être modélisé en utilisant la relation de Saint-Venant :

$$m_{leakage} = C_C \cdot \left(\pi \frac{d}{2} \right)^2 \cdot \frac{Pa}{\sqrt{r \cdot T_a}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot C_p}{r}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_{atm}}{Pa} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (55)$$

Avec $m_{Leakage}$, C_C , Pa , T_a , C_p , P_{atm} sont respectivement le débit de fuite, le facteur de contraction de débit, la pression d'air dans le collecteur d'admission, la température d'air dans le collecteur d'admission, la capacité calorifique de l'air et la pression atmosphérique.

- 18. Dégradation du turbocompresseur :** si un problème se produit au niveau turbocompresseur, le compresseur tourne lentement et son débit sera également réduit. Le défaut à ce niveau peut être modélisé selon :

$$\dot{m}_c = (1 - K_c) \cdot \dot{m}_c \quad (56)$$

19. **Défaut d'ouverture de la soupape d'admission** : il est caractérisé par une mauvaise ouverture de soupapes d'admission, le débit de l'air vers le cylindre est réduit :

$$\dot{m}_a = (1 - K_a) \cdot \dot{m}_a \quad (57)$$

20. **Défaut dans le refroidisseur** : il est dû au mauvais échange de chaleur entre l'air et l'eau, et par conséquent, une diminution de rendement de l'échangeur $\eta_{intercooler}$. Ce défaut peut être représenté par le modèle suivant :

$$\eta_{intercooler} = (1 - K_{intercooler}) \cdot \eta_{intercooler} \quad (58)$$

21. **Défaut dans le couplage du turbocompresseur** : ce défaut est causé par la dégradation du couplage entre la turbine et le compresseur, et par conséquent, le rendement du couplage mécanique se réduit et peut être modulé de la manière suivante :

$$\eta_m = (1 - K_{t-c}) \cdot \eta_m \quad (59)$$

22. **Défaut dans la géométrie du turbine** il est caractérisé par la réduction de coefficient de contrôle G_v dans le turbocompresseur à géométrie variable; il est modulé de la manière suivante :

$$G_v = (1 - K_{G_v}) \cdot G_v \quad (60)$$

Dans [91], les défauts suivants sont considérés :

23. **Modèle de défaut de capteur** : pour déterminer les paramètres de vecteurs θ qui représente les modèles de défauts étudiés, [91] a donné le modèle des défauts suivant :

$$X_{1m}(k) = gX_{1p}(k) + b + v_1(k) \quad (61)$$

avec X_{1m} est la pression mesurée de la rampe commune, X_{1p} est la pression de la rampe simulée qui est calculée par les modèles déjà décrits [91]. $\theta = [g, b]$ sont les paramètres de vecteur qui définissent le défaut du capteur. v_1 est la signal qui représente un bruit d'une distribution Gaussienne mesurée avec une moyenne nulle.

24. Modèle de défauts de l'actionneur

$$\begin{aligned}
 X_{1m}(k) = & X_{1m}(k-1) \\
 & + T_e [c_1 P(X_{2m}(k-1))(X_3(k-1) + d)] \\
 & + c_2 X_{2m}(k-1) u_2(k-1) - c_3 X_{1m}^{1.88}(k-1) \\
 & - c_4 \sqrt{X_{1m}(k-1)} u_4(k-1)] + v_2(k)
 \end{aligned} \tag{62}$$

avec X_3 est IMV est la section calculée dans [91] et vient du modèle sans défauts. X_{2m} est la vitesse de rotation de vilebrequin. $\theta=A$ [d] sont le paramètres de vecteur qui définit les défauts dans IMV décrit dans [91]. v_2 v_1 sont des signaux représentant un bruit d'une distribution Gaussienne mesurée avec une moyenne nulle. donc, le paramètres définissant le vecteur des défauts est : $\theta = [g, b, d]$.

Cette table résume les défauts brusques qui sont représentés par une constante :

Table 8 : Défaut brusque dans le moteur diesel

Numéro	System	défaut	Type	Référence
1	Système d'air	Dégradation du compresseur	<u>Constante</u>	[43]
2	Système d'air	Défaut d'ouverture de soupapes d'admission	<u>Constante</u>	[43]
3	Système d'air	Défaut de refroidisseur d'air	<u>Constante</u>	[43]
4	Système d'air	Défaut du couplage de turbocompresseur	<u>Constante</u>	[43]
5	Système d'air	Défaut dans la géométrie du turbine	<u>Constante</u>	[43]
6	Système d'air	Fuite d'air dans le collecteur d'admission	<u>Constante</u>	[43]
7	Système d'air	Défaut de compression	<u>Constante</u>	[67]
8	Système d'air	Réduction de rendement de refroidisseur d'air	<u>Constante</u>	[67]
9	Système d'air	Chute de pression d'air après le	<u>Constante</u>	[67]

refroidisseur d'air				
10	Système d'air	Défaut turbine	<u>Constante</u>	[67]
11	Système d'air	Défaut compresseur	<u>Constante</u>	[67]
12	Système d'air	Défaut dans la surface efficace de buse turbine	<u>Constante</u>	[67]
13	Système d'air	Défaut dans l'orifice d'échappement	<u>Constante</u>	[67]
14	Système d'air	Défaut dans le canal d'échappement	<u>Constante</u>	[67]
15	Système de refroidissement	Colmatage à l'intérieur de la pompe	<u>Constante</u>	[74]
16	Système de refroidissement	Augmentation de frottement	<u>Constante</u>	[74]
17	Système de refroidissement	Augmentation de débit de fuites	<u>Constante</u>	[74]
18	Système de refroidissement	Dégradation de performance à cause de cavitation	<u>Constante</u>	[74]
19	Système de refroidissement	Fonctionnement à sec	<u>Constante</u>	[74]
20	Système d'injection	Défaut injecteur	<u>Constante</u>	[67]
21	Système d'injection	Défauts temps d'injection	<u>Constante</u>	[67]
22	Système d'injection	Défaut capteur de pression	<u>Constante</u>	[91]
23	Système d'injection	Défaut actionneur	<u>Constante</u>	[91]

4.3.2 Modèles de défauts naissants en fonction du temps ou en fonction de nombre de cycle (défaut progressive)

Dans cette section, nous sommes intéressés par les études concernant le comportement de la dégradation des défauts dans le moteur diesel. Comme décrit précédemment, on ne trouve pas beaucoup d'études qui ont été publiées dans ce domaine, pour cette raison, nous présentons dans cette section l'analyse de la dégradation de chaque composant basée sur la théorie classique de la

dégradation en général, et en particulier celles qui sont appliquées aux moteurs diesel. L'étude de dégradation peut être distinguée en trois classes principales :

- **Dégradation à base des modèles analytiques** : Si les modèles analytiques (physiques, mathématiques ou empiriques) peuvent être écrits en se basant sur la théorie classique de la physique, les stratégies qui peuvent être appliquées sont celles qui utilisent des résidus qui se trouvent sur la base de la différence entre les mesures issues d'un système et les sorties d'un modèle mathématique [96]. Certaines de ces études utilisant ces approches sont décrites dans [96], [97], [98],[99], [100] ou [101]. Cependant, même si la précision de ces techniques est relativement élevée, ils ne conviennent que pour des composants spécifiques et chaque composant nécessite un modèle mathématique spécifique. Les changements dans la dynamique des structures et dans les conditions de fonctionnement peuvent affecter le modèle mathématique, qui ne peut pas couvrir toutes les situations de la vie réelle.
- **Modèle de dégradation à base des données** : utilise et nécessite une connaissance du système et une importante base de données constituée par un ensemble de données de défaillance historiques. Parmi ces techniques, on cite les méthodes statistiques, les méthodes probabilistes et l'intelligence artificielle, qui est utilisée en raison de sa flexibilité dans la création de modèles appropriés. [102] donnent un aperçu sur les techniques d'intelligence artificielle utilisées dans ce domaine. D'autres exemples de techniques basées sur les données peuvent être trouvées dans [103], [104], [105],[106].
- **Analyse à base d'expérience** : Cette classe identifie les défauts qualitativement et sur la base des expériences. Celle-ci n'est pas considérée dans notre étude.

4.3.2.1 Modèles de dégradation

Méthode statistiques

Dans [107], l'auteur développe une méthode statistique qui utilise des mesures de dégradation afin d'estimer une distribution du temps de vie pour une large classe de modèles de dégradation. En [108], l'auteur présente un modèle basé sur une approche d'usure cumulatifs continues avec un processus gaussien décrivant la dégradation, un modèle général de test accéléré est présenté dans laquelle le temps de défaillance et les mesures de dégradation peuvent être combinés pour influencer la durée de vie du système. En [109], une méthode bayésienne utilisant l'information de l'état en temps réel pour faire les mis à jour des paramètres stochastiques de modèles de dégradation exponentielle, est proposé.

En [110], la méthodologie de dégradation proposée combine les caractéristiques de dégradation d'une population spécifique et les données de capteurs spécifiques acquises afin de calculer en permanence la distribution du durée de vie restante des composants partiellement dégradés. En [111], l'auteur présente l'un des nouveaux modèles de test accélérés qui sont développés sur la base d'une approche de l'usure cumulatif généralisé avec un processus stochastique, caractérisant un phénomène de dégradation. En [112], un processus stochastique (processus Wiener) combiné avec une méthode d'analyse de données (Analyse en Composantes Principales) est proposé pour modéliser la détérioration des composants et d'estimer le RUL sur un cas d'étude. En [113], un modèle stochastique pour la dégradation basé sur la fiabilité est présenté. Ils présentent une procédure de dégradation pour estimer la distribution complète et résiduelle de la durée de vie d'un système unitaire présentant une détérioration de Markov.

Dans [114] [115], des approches générales pour l'évaluation de la loi de distributions des durées de vie dans des essais accélérés pour des grandes variations environnementales, sont toutes discutées. Les modèles présentés se concentrent sur les spécifications du chemin de dégradation pendant qu'il dépend explicitement de l'environnement de fonctionnement. Des modèles analytiques de distribution de durée de vie pour les systèmes à composants uniques ont été analysés intensivement et existent principalement sous forme de modèles de choc stochastique et d'usure. [116] ont fourni un bon résumé des modèles probabilistes des l'usure cumulatif se concentrant sur des versions de temps discrète des modèles de choc. D'autres approches de

modélisation supposent que le signal de dégradation suit un procédé de mouvement brownien [117][118] ou un processus gaussien avec la structure connue de covariance [108], [111].

Réseaux de neurones

Dans [119], une architecture récurrente avancée de réseau neuronal pour estimer la vie utile restante du système est présentée. L'étude de [120] vise à estimer la vie utile restante d'un système complexe non spécifié utilisant purement une approche conduite par des données. La méthode comporte la construction du perceptron multicouches et des réseaux de fonction de base radiaux pour la régression. [121] présente un modèle basé sur réseau neuronal pour l'évaluation en ligne de la fiabilité de la composante. Le modèle est employé pour estimer la fiabilité dans un processus de perçage.

Modèles empiriques

Le papier de [122] fournit un résumé utile des modèles de dégradation, mettant l'accent sur l'utilisation de modèles linéaires avec des taux de dégradation selon la loi log-normale. Dans un tel cas, la distribution de la durée de vie complète peut être calculée analytiquement. Autres modèles récents rencontrés dans la littérature avec la dégradation des matériaux tels que ceux décrits par [123]. [124] présente une modélisation et une analyse de la dégradation avec un temps d'initiation. Une approche commune est de modéliser les signaux de dégradation en utilisant un modèle paramétrique (linéaire) avec des coefficients aléatoires [107][109][110].

4.3.2.2 Encrassement

Modèles empirique

[125] présentent une analyse théorique de l'encrassement thermique de la surface. On a supposé que le taux de la masse de dépôt reste constante dans le temps t , mais que le taux de la masse de l'enlèvement est proportionnelle à la masse accumulée, et donc augmente avec le temps pour atteindre asymptotiquement la masse de dépôt. [126] présente une application du modèle

asymptotique pour la prédiction des taux de l'encrassement dû au sulfate de calcium lors de fonctionnement pour refroidir une chaudière. [127] utilise une modélisation de AAKR pour prédire l'encrassement d'échangeurs de chaleur et l'estimation de vie utile restante.

Modèles probabiliste

[128] présente une approche probabiliste pour l'entretien des équipements de transfert de chaleur sujets à l'encrassement. [129] présente un concept et mesure de la propriété dans le condenseur de vapeur à modèle empirique.

Réseau de neurones

Au cours des dernières années, l'intelligence artificielle a été utilisée dans la prédiction de l'encrassement [130]. [131] adopte des réseaux BP pour la surveillance et la prédiction de l'encrassement dans les chaudières de centrales électriques au charbon ; [132] prédit l'encrassement de l'échangeur de chaleur sur la base de la pertinence machine à vecteur (SVM) ; [133] propose une nouvelle approche en utilisant les propriétés acoustiques combinées au réseau neuronal artificiel pour déterminer la présence de l'encrassement causé par les produits laitiers ; [134] étudie un modèle flou pour prédire le dépôt d'encrassement dans le condenseur compte tenu de l'effet de la vitesse de l'eau et de la matière du tube, [135] propose un algorithme de régression pondérée partielle des moindres carrées et construit le modèle d'optimisation des paramètres d'adaptation pour atteindre la prédiction de l'encrassement dans le condenseur, toutes ces méthodes obtiennent de meilleurs résultats que le modèle empirique traditionnel et le modèle de probabilité, mais la précision de prédiction nécessite plus d'amélioration, car ces méthodes ne concernent pas le processus périodique d'encrassement dans le condenseur, qui a fait un grand écart sur l'exactitude de prédiction de l'encrassement. [136] présente une prédiction d'encrassement dans le condenseur basé sur les identifications Fuzzy Stage et Chebyshev Neural Network. [137][138] ont évalué l'application du réseau neuronal artificiel (ANN) pour prédire le comportement de phénomène de l'encrassement complexe pour plusieurs types d'échangeurs de laboratoire et du monde industriel. Leur stratégie proposée qui est basée sur l'approche ANN

indiquée, donne une meilleure prédiction en comparaison avec trois modèles différents (modèles de seuil) d'encrassement. [139] ont également utilisé l'approche ANN pour prédire l'encrassement dans les échangeurs de préchauffage de CDU et ont proposé avec succès un outil de planification de la maintenance préventive en utilisant les données d'exploitation de l'usine. [140] présentent une prédiction d'encrassement dans les refroidisseurs EGR avec les réseaux neuronaux de la fonction de base radiale. [141] présente la cristallisation simulée de CaSO_4 sur une plaque plane en utilisant le code CFD commercial, Fluent. [142] ont également étudié les effets de la vitesse et le temps de séjour sur le domaine d'écoulement isotherme et non-isotherme, où la précipitation est le sulfate de calcium. [143] ont étudié les dépôts de particules de l'air dans un canal où il y a un flux turbulent sous des vitesses d'air différentes, en appliquant les équations de Lagrange. Dans une autre étude, [144], ont étudié les effets du temps de relaxation, la taille des particules, la vitesse de l'air, les profils de développement de flux turbulent et l'orientation de surface sur les taux de dépôt de particules prédites. [145] a été le premier à introduire le concept du seuil d'encrassement. Le concept fournit une base semi-empirique pour l'interprétation des données de l'encrassement en termes de mécanismes de dépôt et de suppression. [132] présente l'application de Support Vector Machine basée sur la théorie de l'apprentissage statistique pour prédire l'encrassement des échangeurs thermiques.

4.3.2.3 Fuites

Méthodes à base de modèles physique

Les méthodes à base des modèles physiques [146][147] ont pour but de découvrir les mécanismes physiques de rupture de la conduite. Des méthodes robustes et basées sur la physique peuvent améliorer la prédiction de rupture, ils sont difficiles à mettre en œuvre parce que les mécanismes physiques qui provoquent la rupture de la conduite sont trop complexes pour être complètement compris. En outre, nous n'avons pas envisagé l'observation du processus de rupture de tuyauterie complète car ceci peut être une perte du temps et d'argent. [148] a développé un modèle pour le taux de défaillance des tuyaux du montage ainsi que l'assemblage de tube et de tuyau.

Méthodes statistiques

Les méthodes statistiques utilisent les données historiques disponibles pour identifier les schémas de rupture de tuyau [149] [150]. Deux types de méthodes statistiques peuvent être distingués : les modèles déterministes et probabilistes. Le modèle déterministe peut être décrit par des modèles linéaires par rapport au temps [151] et des modèles exponentiels par rapport au temps [152][153]. Les modèles probabilistes ont été utilisés pour mesurer le taux de probabilité de la rupture d'un tuyau individuel, tels que les modèles de risques proportionnels [154], des modèles de vie accélérés [155][156], les modèles de diagnostic bayésiens [157], la logistique généralisée des modèles linéaires [158] et de la méthode de l'arbre de décision [159]. Malgré les différentes variables considérées, toutes ces méthodes statistiques visant à décrire un taux de rupture de tuyauterie avec une expression prédéterminée unique dans lequel les tuyaux partageaient les mêmes variables explicatives. Une comparaison entre les modèles statistiques a été réalisée par certains chercheurs [160]. Autres études telles que celles de [161][162] ont présentés les approches probabilistes dans les méthodes basées sur la physique et ont obtenu des résultats acceptables.

Méthodes d'extraction de connaissances à partir de données

Des méthodes d'extraction de connaissance à partir des données telles que la programmation génétique (GP) ont été utilisées pour découvrir des modèles dans des ensembles de données de rupture de tuyau [163]. La mise en œuvre de ces procédés a été nécessaire en raison de la complexité des réseaux de canalisations. [149] et [164][165] ont utilisés une nouvelle méthode hybride, appelée Evolutionary Régression Polynomiale (EPR), pour modéliser des ruptures de canalisations. [166] proposent une Gris Analyse Relationnelle (GRA) pour analyser et évaluer tous les facteurs et d'en tirer un ordre des facteurs qui influencent les fuites de canalisation.

4.3.2.4 Défaits des pompes

Modèles empiriques

[167] explique l'utilisation de techniques de filtre de Kalman pour estimer le temps de vie utile restant pour les pompes hydrauliques dans les avions. Un modèle empirique de l'évolution de la dégradation est utilisé dans ce papier. En [168], une méthode de calcul analytique est développée pour améliorer la précision et l'efficacité des calculs actuels pour les charges de roulement et la prédiction de la vie utile restante de roulement de pompe. En [169], une méthode empirique pour prédire l'usure des pompes est présentée. En [170] une prédiction empirique de l'érosion des pompes est présentée. En [148], un modèle empirique du taux global de défaillance de la pompe basée sur une combinaison des taux de défaillance des parties des composants individuels est analysé et illustré.

Réseau de neurones

En [171] une méthode de réseau de neurones artificiels pour la prédiction de durée de vie utile restante des équipements soumis à la surveillance d'état est proposée, la méthode proposée est validée en utilisant des données réelles venant de la surveillance des vibrations recueillies auprès de roulements de pompe.

Concernant les pompes hydrauliques, [172] décrivent l'application des classificateurs neuro-flous et une formulation de croyance bayésien afin d'obtenir le modèle de pronostic de défauts. Dans ce cas, des mesures de pression de la pompe, de débit de la fuite et de la température du liquide de fuite ont été employées. En [173] une méthode basée sur le réseau de neurones artificiels (ANN) est développée pour la réalisation de la prédiction de durée de vie utile restante des équipements soumis à la surveillance d'état est présenté.

Autres modèles

En [174] l'utilisation du filtre de Kalman pour effectuer le pronostic des défauts est présentée. [175] propose une équation modifiée de prédiction et il a constaté que l'équation a amélioré la précision de la prédiction de l'érosion. En [176], une proposition est donnée pour aider à la modélisation de l'usure appliquée à une pompe à engrenage externe. Dans [177], MWPHM (mixture Weibull proportional hazard model) et WPHM (the traditional Weibull proportional

hazard model) sont appliqués à une pompe de détartrage de l'eau à haute pression, qui dispose de deux modes de défaillance : usure d'étanchéité de bague et la dégradation de roulement de butée. Les résultats montrent que le MWPHM donne une précision largement supérieure à la prédiction de défaillance du système que le WPHM. [178] a proposé une méthode statistique pour prédire la durée de vie utile restante de pompes. Les limites d'alarme ont été déterminées en utilisant la théorie SPC (Statistical Process Control), avec l'hypothèse que les données en fonctionnement normal suivent une distribution normale.

4.3.2.5 Défauts de l'huile

[179] a présenté un prototype d'un capteur acoustique pour la surveillance de qualité d'huile moteur (AEOQ), qui utilise les changements de viscosité de l'huile pour l'indication de la qualité de l'huile. [180] ont mené une discussion de recherche axée sur l'applicabilité de capteur micro-acoustique de viscosité pour la surveillance de l'huile de moteur. [181] a proposé une nouvelle méthode adaptative où deux micro-capteurs et un modèle sont utilisés conjointement avec le réseau de neurones à algorithme de classification floue pour prédire la qualité des huiles de moteurs. [182] a proposé un algorithme pour déterminer le moment du changement approprié de l'huile de moteur d'automobile par l'analyse de son état de dégradation avec des données de profil de mission. Les méthodes statistiques utilisées y compris l'analyse des facteurs, la discrimination, l'analyse de classification, et l'analyse de régression. [183] ont réalisé un modèle de surveillance mathématique basé sur la permittivité pour évaluer la qualité des lubrifiants. [184] présentent un modèle empirique pour le changement de viscosité due à l'intrusion d'eau. [185] ont inventé le système de surveillance de l'huile de moteur automobile pour surveiller et indiquer la détérioration de l'huile du moteur au cours de la période de durée de vie utile de l'huile dans un moteur à combustion interne. Le système et le procédé permet une détermination de la vitesse de détérioration de l'huile du moteur en tenant compte de la température de l'huile ou vitesse de rotation de vilebrequin. [186] présentent un modèle empirique pour calculer la consommation de l'huile. [187] présentent un algorithme de prédiction pour estimer la qualité de l'huile du moteur du véhicule sur la base de l'analyse statistique.

4.3.2.6 Défaut de roulement

[188] décrit une technique permettant une évaluation précise de la vie restante de roulements basée sur l'estimation de la probabilité de défauts et de la connaissance historique intégrée dans les pronostics du système. En [189] la prédiction de durée de vie de roulement est généralement calculée selon la méthode Lundberg-Palmgren qui est une technique statistique basée sur l'état de la surface et la fatigue du système.

4.3.2.7 Défaut du segment

Dans [190], un modèle mathématique pour la prédiction de l'usure sur un segment de piston non lubrifié est proposé. [191] propose un modèle d'usure abrasif pour le système chemise/segments de piston dans le cylindre pendant le fonctionnement à l'état d'équilibre en tenant compte les effets de la température, de la charge, la dégradation de l'huile, de la rugosité de surface et les propriétés des matériaux. En [192], un modèle numérique a été développé pour prévoir la dynamique, la lubrification et l'usure des segments de piston. [193] présente un modèle d'usure adhésive de segment de piston pour un moteur diesel.

4.3.2.8 Défauts d'engrenage

[194] présente un modèle semi analytique pour prévoir l'usure de surface des engrenages hypoïdes. [195] et [196] ont proposé un modèle physique pour la simulation de la propagation des fissures dans les engrenages.

4.3.2.9 Autres défauts

[197] modélise les cavitations dans la buse d'injecteur à l'aide de CFD. [198] présente un modèle empirique pour la prédiction de l'usure dans les contacts lubrifiés mélangés. [199] présente un modèle mathématique pour la prédiction de l'usure de la came suiveur dans les moteurs diesel. Dans [200], un modèle de risques concurrents est proposé pour décrire la fiabilité des chemises

de cylindres d'un moteur diesel marin. La chemise du cylindre présente deux modes de défaillance dominantes : la dégradation due à l'usure et le craquage thermique. Le processus d'usure est décrit par un processus stochastique, alors que le temps de défaillance due à la fissuration thermique est décrit par la loi de Weibull. [201] présente un modèle de prédiction de défauts d'une came simple, y compris l'évolution couplée d'usure et la charge. [202] présente une revue sur le pronostic et la conception de la gestion de systèmes de machines rotatives (engrenage, arbre, roulement, pompe).

Joint d'étanchéité : [203] présente un modèle empirique du taux de défaillance de joint statique en fonction de fuite réelle et la fuite admissible dans les conditions de l'usage avec défauts qui se produisent lorsque le taux de fuite atteint un seuil prédéterminé.

Compresseur : [148] a développé un modèle pour la panne du compresseur sur la base des modèles des défauts pour chacun de ces composants : arbre, roulements, boîtier, valves, joints et autres.

Capteur : [148] a développé un modèle pour les taux d'échec de panne de capteur.

Ceinture : [148] a développé un modèle pour le taux d'échec de la ceinture. [204] présente un modèle mathématique de l'usure d'chemise de cylindre. [51] présentent un modèle mathématique de la théorie de l'usure pour les gorges de segments.

Vannes : [205] présente une équation de taux de défaillance de la soupape qui dépend du rapport de fuite réelle autorisée dans les conditions d'utilisation. Ce taux est basé sur l'entretien de la marine et des données de gestion du matériel.

Filtres : [206] ont montré que le modèle de base de la fiabilité du filtre peut être développée par la modélisation du système de fluide incorporant le filtre. En modélisant le débit de particules dans le système, une expression pour le taux de rétention de particules par le filtre peut être développée. Ils ont développé également une expression de la concentration de particules contaminants qui passent en amont du filtre à tout moment, en fonction du volume de fluide du système, du débit, de l'efficacité du filtre et de taux totale d'ingestion de contaminants écoulé. Cette table reprend les défauts qui peuvent produire dans le moteur diesel et les différentes méthodes qui peuvent être utilisées pour prédire ces défauts :

Table 9 : Défaut progressive dans le moteur diesel

Défauts	caractéristiques	Statistiques	Réseau	Semi physique	physique	GP	EPR	Filter de	CFD	qualitative	Transformatio	SVM	PCA
Dégradation	Composant, efficacité, RUL	X	X	X									
Encrassement	Refroidisseur d'eau, d'air, de l'huile, EGR...	X	X	X					X			X	
Fuite	Eau, huile, carburant, air	X		X	X	X	X						
Pompe	Défauts roulement, Erosion, usure de segment d'étanchéité, usure de roulement de bute	X	X	X				X	X		X		X
Arbre	Déséquilibre, virage, fissure, défaut d'alignement		X	X		X					X		
Huile	Qualité, RUL	X	X	X						X			
Roulement	RUL, dégradation de boule, fatigue de surface	X	X	X		X				X	X	X	X
Segment	Usure			X									
Engrenage	Usure, fissure			X	X			X			X	X	
Injecteurs	Cavitations								X				
chemise	Usure, craquage thermique	X											
Came	Usure			X									
Contact lubrifié	Usure			X									
Ceinture	Fissuration des parois			X									

	latérales, le durcissement, l'usure	
Capteurs	Signal incorrect, erreur d'étalonnage	X
Compresseur	Augmentation de la friction et de l'usure, une défaillance du roulement, une baisse des performances	X
Filtre	Fissure de fatigue, canalisation, branchement, colmatage	X
Soupape	Fuite de joint, défaut fermeture ouverte, usure	X
Joint d'étanchéité	Usure, déformation élastique, distorsion	X

En s'appuyant sur cette table, nous orientons notre intérêt pour les modèles physiques et semi physiques qui peuvent être utilisés dans le simulateur.

Défauts progressifs

24. **Dégradation**- le modèle paramétrique de dégradation [124] est un modèle à deux étapes :

$$y(t)=a.exp(b(t-t_0)), t > t_0 \quad (63)$$

Avec t_0 est le temps d'initiation de dégradation, a et b sont de constants déterminés empiriquement.

25. **Propagation de fissure**- une formulation générale de la croissance de fissure (loi de Paris) peut être utilisée pour estimer la croissance de la fissure :

$$\frac{da}{dN} = C.\Delta K^m \quad (64)$$

Avec a est la longueur du fissure et N est le nombre de cycle, C et m sont des constantes dépendant du matériel, et ΔK est la plage du facteur d'intensité de contrainte, c-à-d, la différence entre le facteur d'intensité de charge des contraintes maximale et minimale.

26. **Encrassement**- un modèle empirique [125][127] :

$$R_f = R_f^* (1 - e^{-\beta t}) \quad (65)$$

Avec R_f^* est la résistance de l'encrassement asymptotique, β est le coefficient de taux de retard et t est le temps actuels de l'encrassement.

27. **Came**- profondeur de l'usure [199] :

$$W = K P V_s t \quad (66)$$

Avec K est le coefficient d'usure, P est la moyenne de pression de contact, V_s est la vitesse de glissement entre les deux surfaces.

28. **Dégradation de l'huile**- la viscosité de l'huile avec l'insertion de l'eau dans le carter [184] :

$$V_{M,T} = (V_{oil,T} - V_{water,T}) \cdot (1 - P) + V_{water,T} \quad (67)$$

Avec T est la température, $V_{oil,T}$ est la viscosité de l'huile à une température T , $V_{water,T}$ est la viscosité de l'eau à une température T , P est la fraction de l'eau dans l'huile.

29. **Consommation de l'huile** [186] :

$$\text{consomation de l'huile} = 3,104 \cdot RPM \cdot r_0 \cdot h_i \cdot h^* \cdot A_{ref} \cdot A^* \quad (68)$$

Avec r_0 est la densité de l'huile à la température ambiant, A_{ref} est la surface de la flaque d'huile sous le segment supérieur, A^* est un coefficient non dimensionnel, qui représente la surface de la flaque sous le segment supérieur, h_i est l'épaisseur du film sous le segment supérieur, h^* est un

coefficient non dimensionnel représentant le changement de l'épaisseur de film d'huile par seconde.

30. Théorie d'usure de segment [193] :

$$W_l = \frac{1}{\pi D_r T_r} (V_0 (1 - \exp(-k F_n U_p t)) + \eta_1 F_n U_p t) \quad (69)$$

Avec V_0 est le volume initial trouvé dans les jonctions de point de contact. η_1 est le facteur d'usure en régime permanent. F_n est la charge normale appliquée dans le contact entre deux surfaces, k est le facteur d'usure du période de démarrage, U_p est la vitesse de piston, D_r est le diamètre de segment et T_r est l'épaisseur du segment.

31. Théorie d'usure de gorge du segment [51]- la distribution de charge usure sur l'interface de gorge du segment peut être exprimée par la suivante équation puissance de l'usure :

$$W_{wear} = \frac{1}{T} \int_0^T P_{asp} |V| dt \quad (70)$$

Avec P_{asp} est la pression de contact entre les surfaces, V est la vitesse radiale du segment et T est le temps de cycle du moteur.

32. Théorie d'usure de la chemise du cylindre [204]- le modèle analytique pour l'usure de la chemise induite par un segment peut être exprimé comme suit :

$$(h_w)_m = \left(\frac{4k_w s}{3p_w} \right) (p_w)_m N \quad (71)$$

Avec s est la course de piston, m est le numéro de segment N est le nombre de cycles du moteur. P_w est le pression causée par la charge appliquée par le segment et par cycle, $(P_w)_m$ est la somme de variations de la charge quand l'épaisseur de film est en-dessous de la limite LLFL (lower limit for fluid film lubrication), k_w est le facteur d'usure dans la période de fonctionnement.

33. Défaut dans l'étanchéité et le joint : modèle empirique de taux de défaillance [203] :

$$\lambda_{SE} = \lambda_{SE,B} \cdot \frac{Q_{af}}{Q_f} \quad (72)$$

avec λ_{SE} est le taux de défaillance de l'étanchéité par million d'heures, $\lambda_{SE,B}$ est le taux de défaillance de base de l'étanchéité due au coupure aléatoire, erreur d'installation par million d'heures, Q_{af} est le débit de fuite actuel, Q_f est le débit de fuite admissible dans les conditions d'utilisation.

34. Défaut de soupape [205][148] :

$$\lambda_{VA} = \lambda_{SV} + \lambda_{SE} + \lambda_{SP} + \lambda_{SO} + \lambda_{HO} \quad (73)$$

Avec λ_{VA} est le taux de défaillance du groupe de soupape en défauts par million opérations, λ_{SV} est le taux de défaillance de l'action de glissement de groupe de soupape, λ_{SE} est le taux de défaillance de l'étanchéité, λ_{SP} est le taux de défaillance du ressort, λ_{SO} est le taux de défaillance de solénoïde, λ_{HO} est le taux de défaillance de l'encastrement de soupape.

35. Défaut de roulement [189](Lundberg-Palmgren method) :

$$\lambda_{BE} = \lambda_{BE,B} \cdot C_v \cdot C_{CW} \cdot C_t \cdot C_{SF} \quad (74)$$

avec λ_{BE} est le taux de défaillance de roulement, $\lambda_{BE,B}$ taux de défaillance de base de roulement, C_v est le facteur de multiplication qui dépend de lubrification, C_{CW} est le facteur de multiplication qui dépend du niveau de l'eau présente, C_t est le facteur de multiplication qui dépend de la température de fonctionnement, C_{SF} est le facteur multipliant qui dépend des conditions de fonctionnement.

36. Défaut de l'actionneur piston-cylindre [148] :

$$\lambda_{AC} = \lambda_{AC,B} \cdot C_{CP} \cdot C_T \quad (75)$$

Avec λ_{AC} est le taux de défaillance de l'actionneur, $\lambda_{AC,B}$ est le taux de défaillance de base de l'actionneur, C_{CP} est le facteur multiplicatif de contamination, C_T est le facteur multiplicatif de température.

37. Défaits de pompe [148] :

$$\lambda_P = \lambda_{SE} + \lambda_{SH} + \lambda_{BE} + \lambda_{CA} + \lambda_{FD} \quad (76)$$

Avec λ_P est le taux de défaillance total du pompe, λ_{SE} est le taux de défaillance totale de tous les étanchéités du pompe, λ_{SH} est le taux de défaillance de l'arbre du pompe, λ_{BE} est le taux de défaillance de roulement de pompe, λ_{CA} est le taux de défaillance de l'enveloppe du pompe, λ_{FD} est le taux de défaillance du fluide dans le pompe.

38. Défaut de filtre [206] :

$$\lambda_F = \lambda_{F,B} \cdot C_{DP} \cdot C_V \cdot C_{CS} \quad (77)$$

Avec λ_F est le taux de défaillance du filtre, $\lambda_{F,B}$ est le taux de défaillance de base de filtre, C_{DP} facteur multiplicative qui dépend de l'effet de pression différentiel sur le filtre, C_V est le facteur multipliant qui considère les effets de vibration sur la taux de défaillance de base, C_{CS} facteur multipliant qui considère l'effet de conditions de démarrage à froid sur le taux de défaillance de base.

39. Défaut de compresseur [148] :

$$\lambda_C = \lambda_{SH} + \lambda_{BE} + \lambda_{CA} + \lambda_{VA} + \lambda_{SE} + \lambda_{DC} \quad (78)$$

Avec λ_C est le taux de défaillance totale du compresseur, λ_{SH} est le taux de défaillance de l'arbre du compresseur, λ_{BE} est le taux de défaillance totale de roulement du compresseur, λ_{CA} est le taux de défaillance total de l'enveloppe du compresseur, λ_{VA} est le taux de défaillance totale pour le groupe des soupapes, λ_{SE} est le taux de défaillance de l'étanchéité du compresseur, λ_{DC} est le taux de défaillance totale du configuration de la conception du compresseur.

40. Défaut de capteur [148] :

$$\lambda_{TD} = \lambda_{TD,B} + \lambda_S + \lambda_T + \lambda_C + \lambda_{PS} \dots + \lambda_X \quad (79)$$

Avec λ_{TD} est le taux de défaillance totale du capteur, $\lambda_{TD,B}$ est le taux de défaillance de base, λ_S est le taux de défaillance des éléments de détection, λ_T est le est le taux de défaillance de ligne de transmission, λ_C est le taux de défaillance de dispositif de calcul, λ_{PS} est le taux de défaillance de source d'énergie, λ_X est le taux de défaillance des autres composants du capteur.

41. Défaut de ceinture [148] :

$$\lambda_{BC} = \lambda_{BC,B} \cdot C_{BL} \cdot C_T \cdot C_{PD} \cdot C_{BT} \cdot C_{BV} \cdot C_{SV} + \lambda_{PE} \quad (80)$$

Avec λ_{BC} est le taux de défaillance totale du ceinture, $\lambda_{BC,B}$ est le taux de défaillance de base, C_{BL} est le facteur multiplicative qui dépend du charge, C_T est le facteur multiplicative qui dépend du température de fonctionnement, C_{PD} est le facteur multiplicative qui dépend du diamètre du poulie, C_{BT} est le facteur multiplicative qui dépend du type de ceinture, C_{BV} est le facteur multiplicative qui dépend du conditions de fonctionnements de l'entraîneur, C_{SV} est le facteur multiplicative qui dépend du vibration de l'environnement de l'entraîneur, λ_{PE} est le taux de défaillance de poulie entraîneur et entraîné.

42. Défauts dans le tuyau [148] :

$$\lambda_{PT} = \lambda_{P,B} \cdot C_E \quad (81)$$

Avec λ_{PT} est le taux de défaillance totale du tuyau, $\lambda_{P,B}$ est le taux de défaillance de base, C_E valeur multiplicatif dépend de conditions environnemental.

4.4 Conclusion et discussion

Dans le présent chapitre, une recherche bibliographique sur les défauts qui peuvent être produits sur le moteur diesel a été présentée [207]. L'intérêt principal de cette étude réside dans le fait que, les modèles de ces défauts peuvent être intégrés dans les simulateurs de moteur diesel qui sont utilisés pour analyser les performances du moteur diesel dans des conditions défectueuses. Plusieurs modèles de fautes ont été présentés à partir des modèles physiques, où les défauts sont représentés par des équations contenant plusieurs variables d'état décrivant l'état ou de la géométrie réelle du système, les modèles semi-physiques qui incluent certaines variables d'état et d'autres paramètres qui peuvent être trouvés par des expériences, à la modélisation basée sur l'expérience, où les modèles de défauts sont complètement basées sur les données historiques.

L'intégration de ces modèles dans le simulateur de moteur diesel peut aider à étudier le comportement du système dans des conditions défectueuses, dans la détection et l'isolation des défauts et donc le diagnostic des défauts. Plusieurs études ont proposés des stratégies de diagnostic sur chaque sous-système du moteur diesel à part. Dans notre travail, si ces défauts sont tous intégrés sur le modèle, une stratégie de diagnostic précise, peut être faite sur le système global en même temps. Ceci s'applique aussi sur l'étude de pronostic des défauts, et donc pour la maintenance prédictive afin d'éviter la défaillance du système au cours de la mission. Par exemple, la fiabilité du filtre à huile dépend du débit et de la température d'huile dans le moteur. Le modèle présenté dans l'équation (37), fait la relation entre la dégradation et l'état du filtre avec la température de l'huile dans le moteur. Ainsi, l'intégration de ce modèle dans le simulateur peut nous aider à savoir directement l'état actuel du filtre et donc le temps restant de la durée de vie utile (RUL) avant le remplacement. Cette même stratégie est faite sur d'autres composants du moteur tels que pompes, courroies, engrenages ... Il est important de clarifier que l'intégration de tous les types de défauts dans le modèle et par conséquent dans le simulateur a besoin d'une connaissance spécifique du moteur diesel. Il est à noter que le mode d'injection de fautes brusques a été clairement décrit ci-dessus. En outre, pour les défauts naissants, des défauts peuvent être facilement injectés, par exemple, pour introduire la fuite dans un certain système, l'utilisateur doit connaître le diamètre du trou et le tuyau où il y a les fuites. Ainsi, le flux de fuite dépend de l'ensemble du diamètre et de la pression à l'intérieur et à l'extérieur du tube, tel que présenté dans l'équation (16). Les pannes considérables se rapportent à tous les sous-systèmes du moteur diesel. Les défauts du moteur (à des niveaux d'intensité différents) peuvent être générés en multipliant le variable du moteur lié avec le défaut considéré, soit par une valeur constante

tels que les défauts brusques numérotés de 1 à 23 présentés dans ce chapitre, ou par une variable tels que les défauts naissants numérotés de 24 à 42.

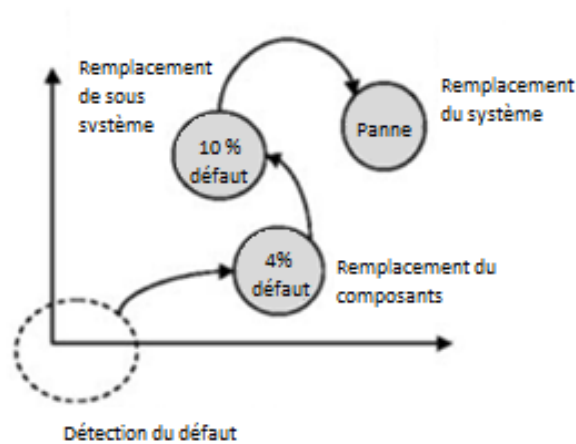


Figure 30 : Propagation de défauts

Une importance principale des questions entourant la propagation de la faute et la prédiction de défauts, examiné dans la Figure 30, nous montrons comment un défaut pourrait se propager. Si l'on détecte le défaut à 4% de dégradation totale, il suffit de remplacer uniquement le composant. Si le défaut ne soit pas pris jusqu'à 10%, le sous-système doit être remplacé, et à la rupture, l'ensemble du système total doit être remplacé. De toute évidence, des prédictions sur la progression du défaut et de l'imminence de défaillances sont essentielles. A notre avis, et pour donner une approche réaliste, ces prédictions seront basées principalement sur les fonctions probabilistes indiquées dans la

Table 10.

Table 10 : les fonctions de distribution de densité de défaillance les plus commune

Type de distribution de défaut	K(t)
exponentiel	$K(t) = \int_0^t \lambda . e^{-\lambda . t}$
Normal (Gauss)	$K(t) = \int_0^t \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} . e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{t-\mu}{\sigma} \right)^2}$
Lognormal	$K(t) = \int_0^t \frac{1}{\sigma . t . \sqrt{2\pi}} . e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{\ln t - \mu}{\sigma} \right)^2}$
Weibull	$K(t) = \int_0^t \frac{\beta}{\eta} . \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} . e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^\beta}$
Gama	$K(t) = \int_0^t \frac{1}{\eta \Gamma(\beta)} . \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} . e^{-\frac{t-\gamma}{\eta}}$

En s'appuyant sur cette analyse, un défaut sera prédit sur la base de la fonction probabiliste et ensuite il sera intégré dans le modèle, qui sera représenté sous la forme :

$$\dot{X} = f(X, U, K)$$

Si les défauts sont représentés par une constante 'K', ils peuvent être directement injectés dans le modèle.

Lorsque le défaut est représenté par un modèle basé sur des données historiques, alors, le modèle global de moteur Diesel, en intégrant les défauts, peut-être représenté par l'une des représentations suivantes :

- Une représentation hybride, contenant une partie analytique et une partie basée sur les données historiques.
- Un modèle basé complètement sur les données historiques.

Chapitre 5

Simulation et validation des fonctionnements de simulateur en présence des défauts

5. Simulation et validation des fonctionnements de simulateur en présence des défauts

5.1 Introduction

Comme nous l'avons déjà montré, le moteur Diesel est un système complexe composé de différents sous-systèmes, et il offre plusieurs avantages en termes d'efficacité, de puissance et une longue durée de vie [208] [13]. En effet, la complexité des moteurs diesel modernes contrôlés par l'électronique, avec un nombre croissant de capteurs et d'actionneurs, nécessite des systèmes de mesure et de diagnostic améliorés et automatisés, à bord des moyens de transport utilisant ces moteurs. La surveillance appropriée et la détection précoce des défauts nécessite de disposer de bons modèles de fonctionnement des composants, puisqu'il est impossible de prédire par une analyse simple l'effet d'un défaut sur les paramètres mesurés du moteur.

Les ingénieurs utilisent les paramètres mesurables des moteurs pour étudier le comportement des moteurs Diesel marins [209] [60]. Les paramètres habituellement mesurées, sont les températures de gaz d'échappement et les diagrammes de pression du cylindre [208][13]. Mais même avec ces mesures, il est extrêmement difficile dans de nombreux cas d'identifier l'origine des défauts car tous ces paramètres peuvent avoir un effet similaire. Pour cette raison, dans le présent travail, nous avons proposé un procédé pour simuler l'effet de divers défauts sur le comportement du moteur [88]. Ce modèle décrit le fonctionnement du moteur et de ses sous-systèmes, qui sont le système de refroidissement, le système de lubrification, le système d'injection, le système d'air et le cycle thermodynamique. Dans le présent travail, le modèle contient plusieurs types des défauts permettant l'introduction de ces défauts dans le simulateur et de voir leur effet sur les variables simulés.

Dans le chapitre 3, nous avons construit un simulateur du moteur Diesel basé sur des équations analytiques, en prenant en considération que ce simulateur doit être utilisé pour simuler le fonctionnement du moteur en présence de pannes. Ce simulateur est validé avec les données expérimentales collectées du banc d'essai de l'université d'Aix Marseille. Afin de compléter ce travail, nous avons fait dans le chapitre 4 une étude bibliographique sur les défauts occurrents dans le moteur diesel, en présentant les modèles de ces défauts. Ensuite, Dans ce chapitre, le but est d'utiliser les modèles construits et validés dans le chapitre 3, d'y introduire les défauts

sélectionnés dans le chapitre 4 afin de voir et d'analyser la performance du moteur diesel marin durant l'apparition d'un défaut. , et d'étudier l'influence de ce défaut sur les différentes variables du moteur. Dans ce chapitre, la validation expérimentale du modèle a été faite en introduisant cinq défauts brusques sur le banc d'essai. Ces défauts sont : blocage du thermostat, encrassement du refroidisseur d'huile, défaut avance injection, fuites de carburant, encrassement filtre air. La comparaison des résultats obtenus avec les données des essais avec défauts montre l'efficacité du simulateur du moteur en présence de ces défauts.

Dans le chapitre 4, nous avons classifié les défauts dans le moteur diesel selon leurs propagation par rapport au temps, nous avons considéré 2 classes principales : les défauts brusques et les défauts progressifs. Les défauts brusques sont modélisés avec une constante K entre 0 et 1, qui exprime le taux de défaillance (sans défaut $K=0$, panne totale $K=1$), l'introduction de ces défauts dans les modèles de simulateur doit être aussi déterminée, à l'aide des équations présentées dans le chapitre 4. Les modèles comprenant ces défauts sont présentés dans ce chapitre. Le même défaut considéré comme brusque, peut être aussi modulé comme un défaut progressif. Prenant l'exemple d'un défaut de colmatage de filtre de l'huile, il peut être causé par des contraintes brusques (blocage partiel par un débris solide) ou bien d'une manière progressive et continue lors du passage de l'huile dans le filtre, qui laisse derrière elle des dépôts de petites particules solide originaire de l'huile. Pour cela, les défauts peuvent être modélisés comme une constante K intégrée dans le modèle, et ce paramètre K peut être à son tour modélisé en fonction du temps et de paramètre de fonctionnement. Dans cette thèse nous avons modélisé et introduit tous les défauts brusque (28 défauts- Table 11) en se basant sur le chapitre 4, et 5 défauts progressifs qui sont : encrassement de refroidisseur d'huile, encrassement d'échangeur de chaleur eau douce-eau brute, encrassement d'échangeur de chaleur eau-air, encrassement filtre eau brute, encrassement filtre huile. Les défauts restants sont à compléter par un travail complémentaire.

Table 11 : Défaut brusque dans le moteur diesel (PROJET BMCI)[26]

K1 : Thermostat défectueux (bloque ouvert/ferme, non ajuste, coince)	K16 : Air ou eau dans le système de carburant
K2 : refroidisseur d'huile encrasse (hydraulique)	K17 : filtre à carburant bouche (contamine)

cote ED)	
K3 : Pompe eau défectueuse	K18 : Avarie pompe d'injection
K4 : Fuite eau douce	K19 : trou dans le collecteur d'admission
K5 : Echangeur eau encrassé (cote EB)	K20 : fuite air compresseur
K6 : Pompe eau brute défectueuse	K21 : dégradation de la soupapierie
K7 : encrassement filtre eau brute	K22 : dégradation compresseur
K8 : fuite de l'eau brute	K23 : dégradation turbine
K9 : dégradation pompe d'huile	K24 : dégradation du couplage
K10 : Fuites d'huile (incluant ceux aux joints cache-soupapes)	K25 : Défaillance refroidisseur air suralimentation (RAS)
K11 : Intrusion du liquide de refroidissement, du carburant ou de l'eau brute dans l'huile	K26 : dégradation piston
K12 : restriction du filtre à huile	K27 : dégradation segments
K13 : fuites de carburant	K28 : dégradation chemise
K14 : capteur carburant	K29 : défaut avance injection
K15 : Injecteur défectueux (Nez d'injecter bloqué ouvert, usure du siège du nez d'injecteur,...)	

5.2 Intégration des défauts dans le modèle du moteur

Dans ce paragraphe, nous allons présenter le modèle du moteur diesel avec défauts. Dans chaque équation, on injecte les paramètres K qui présentent les défauts, la valeur de K est comprise entre 0 et 1. Pour $K=0$, le système est en fonctionnement normal (sans défauts). Dû au fait qu'un défaut peut intervenir dans plusieurs sous-systèmes, nous trouvons que ce défaut, ou bien, son paramètre K apparaît dans plusieurs équations. A cause de l'interconnexion entre les sous-systèmes, un défaut a des influences sur le comportement global du système. Il est à noter que les défauts introduits dans les modèles sont sous la forme de K_i qui est définies dans Table 11.

5.2.1 Modèle de systèmes de refroidissement avec défauts

Les équations suivantes représentent la modélisation du système de refroidissement [31] [13] en présence de défauts :

a) Température eau Sortie Bloc moteur :

$$C_B \dot{T}_{esm} = b_1 [\dot{m}_f / A_p]^{b_2} - (1 - K_2)(1 - K_3)(1 - K_4)Q_{ed} C_{ped} (T_{esm} - T_{eseh}) \quad (82)$$

b) Température eau sortie refroidisseur d'huile :

$$C_{echh} \dot{T}_{eseh} = c_{ped} (1 - K_2)(1 - K_3)(1 - K_4)Q_{ed} (T_{eem} - T_{eseh}) - \varepsilon_{echh} C_{ph} Q_h (T_{eem} - T_{heeh}) \quad (83)$$

c) Température eau sortie échangeur de chaleur eau-air :

$$C_{echa} \dot{T}_{esea} = k_a C_{ped} (1 - K_2)(1 - K_3)(1 - K_4)Q_{ed} (T_{eseh} - T_{esea}) - \varepsilon_{echa} C_{pa} Q_a (T_{eseh} - T_{asc}) \quad (84)$$

d) Température eau brute sortie échangeur eau douce-eau brute :

$$C_{eche} \dot{T}_{ebts} = c_{pebt} (1 - K_5)(1 - K_6)(1 - K_7)(1 - K_8)Q_{ebt} (T_{ebts} - T_{ebte}) - \varepsilon_{eche} C_{ped} (K_{th} K_d + K_1)(1 - K_2)(1 - K_3)(1 - K_4)Q_{ed} (T_{ebte} - T_{esm}) \quad (85)$$

Dans le cas d'un fonctionnement sans défaut, K_{th} est en fonction de T_{esm} comme déjà écrit, lors d'un défaut blocage du thermostat, K_d est égale à 0, et K_1 est égale à une constante qui exprime l'ouverture du thermostat. K_1 est égale à 1 si le thermostat est bloqué dans une position complètement ouvert, et égale à 0 s'il est bloqué dans une position complètement fermé.

e) La modèle de pression de l'eau douce à la sortie de la pompe est identique pour l'eau brute [32] :

$$P_{eem} = C_2 \dot{W} + (1 - K_3)R_{deq} C_1 W + P_{eep} \quad (Laminair) \quad (86)$$

$$P_{eem} = C_2 \dot{W} + (1 - K_3)R_{deq} C_1 W^{1.75} + P_{eep} \quad (Turbulent) \quad (87)$$

5.2.2 Modèle de système de lubrification avec défauts [13] :

a) Température huile sortie moteur :

$$C_B \dot{T}_{hsm} = b_3 [\dot{m}_f / A_p]^{b_4} - (1 - K_9)(1 - K_{10})Q_h C_{ph} (T_{hsm} - T_{hem}) \quad (88)$$

b) Température huile sortie échangeur de chaleur eau huile :

$$C_{echh} \dot{T}_{hse} = c_{ph} (1 - K_9)(1 - K_{10})Q_h (T_{hse} - T_{hee}) - \varepsilon_{echh} C_{ed} (K_{th} K_d + K_1)(1 - K_2)(1 - K_3)(1 - K_4)Q_{ed} (T_{heeh} - T_{eem}) \quad (89)$$

c) Pression huile sortie filtre :

$$P_{hsf} = P_{hef} - (1 - K_{12})K_{hf} (1 - K_9)(1 - K_{10})Q_h^2 \quad (90)$$

d) Pression huile sortie pompe :

$$P_{hem} = C_4 \dot{W} + R_{heq} C_3 W + P_{hep} \quad (Laminair) \quad (91)$$

$$P_{hem} = C_4 \dot{W} + R_{heq} C_3 W^{1.75} + P_{hep} \quad (Turbulent) \quad (92)$$

Dans ce cas, les constantes C_3 et C_4 sont directement proportionnelles à la densité de l'huile et à la viscosité cinématique de l'huile exprimée comme :

$$\rho_h = (1 - K_{11})\rho_0 / (1 + a(T_{hsm} - T_0)) + K_{11}\rho_L \quad (93)$$

$$\mu_h = (1 - K_{11}) \left(10^{10^{b-c \log_{10}(T_{hsm})}} - 0.6 \right) + K_{11}\mu_L \quad (relation \ of \ MacCoull) \quad (94)$$

Avec ρ_L et μ_L sont respectivement la densité et la viscosité du liquide introduit dans l'huile. K_{11} représente ici le rapport de quantité du liquide introduit par rapport au volume totale de l'huile et de liquide.

5.2.3 Modèles de système d'injection avec défauts [12].

a) La pression à la sortie de pompe d'injection :

$$\begin{aligned}\dot{P}_p = \frac{K_f(P_p)}{v_p(\theta)} & (-c_{11} \operatorname{sgn}(P_p - P_t(1 - K_{17}))\sqrt{P_p - P_t(1 - K_{17})} + \\ & c_{12} \operatorname{sgn}(P_r - P_p)\sqrt{P_r - P_p} + (1 - K_{18})A_{pi}W \frac{dh_p}{d\theta})\end{aligned}\quad (95)$$

b) La pression à la sortie de rampe :

$$\begin{aligned}\dot{P}_r = \frac{K_f(P_r)}{v_r} & (c_{12} \cdot \operatorname{sgn}(P_r - P_p)\sqrt{P_r - P_p} - \\ & c_{21}E_{T16} \operatorname{sgn}(P_r - P_{cyl})\sqrt{P_r - P_{cyl}} - \\ & u c_{22} \operatorname{sgn}(P_r - P_t)\sqrt{P_r - P_t})\end{aligned}\quad (96)$$

c) Le débit du carburant :

$$m_{fuel} = (1 - K_{16})(1 - K_{13})c_{d,cyl}(1 - K_{15})A_{cyl}E_T \sqrt{\frac{2|P_r - P_{cyl}|}{\rho}} \quad (97)$$

5.2.4 Modèle de système d'air avec défauts [17] :

a) La pression dans le collecteur d'admission :

$$\frac{dP_a}{dt} = \frac{r\gamma_a}{V_a} ((1 - K_{19})(1 - K_{20})(1 - K_{22})\dot{m}_c(1 - K_{25})T_{c,ech} - (1 - K_{21})\dot{m}_{ei}T_a) \quad (98)$$

b) La pression dans le collecteur d'échappement :

$$\frac{dP_e}{dt} = \frac{r\gamma_e}{V_e} ((\dot{m}_{ei} + \dot{m}_f)T_{eo} - (1 - K_{23})\dot{m}_tT_e) \quad (99)$$

c) Le débit de l'air dans le collecteur d'admission :

$$\frac{dm_a}{dt} = (1 - K_{19})(1 - K_{20})\dot{m}_c - (1 - K_{21})\dot{m}_{ei} \quad (100)$$

d) Le débit de l'air dans le collecteur d'échappement :

$$\frac{dm_e}{dt} = (1 - K_{21})\dot{m}_{ei} + \dot{m}_f - (1 - K_{23})\dot{m}_t \quad (101)$$

e) La vitesse de rotation de vilebrequin [35] :

$$J_{vil} \frac{dW}{dt} = T_m - T_p - T_f(W) \quad (102)$$

f) La vitesse de rotation de turbocompresseur :

$$\begin{aligned} \frac{dw_{tc}}{dt} = \frac{1}{I_{tc} w_{tc}} & ((1 - K_{24}) \eta_m \dot{m}_t C_{pe} T_e \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right) \eta_t - \\ & \dot{m}_c C_{pa} T_0 \left(\pi_c^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c}) \end{aligned} \quad (103)$$

5.2.5 Cycle thermodynamique

Les paramètres de cycle thermodynamique sont calculés en utilisant l'équation de conservation d'énergie [25] :

$$m \cdot \frac{\partial u}{\partial t} \cdot \frac{dT}{dt} + m \cdot \frac{\partial u}{\partial \varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + u \cdot \frac{dm}{dt} = - \frac{m \cdot R \cdot T}{V} \cdot \frac{dV}{dx} + \sum_s \frac{dQ_s}{dt} + \sum_i h_{oi} \cdot \frac{dm_i}{dt} \quad (104)$$

a) Le modèle de conservation de masse :

$$\frac{dm}{dt} = (1 - K_{26})(1 - K_{27})(1 - K_{28}) \left(\frac{dm_{int}}{dt} + \frac{dm_{exh}}{dt} + \frac{dm_{inj}}{dt} \right) \quad (105)$$

b) La loi de Wiebe :

$$x_b = 1 - \exp \left(-w \left(\frac{\theta - (1 - K_{29}) \theta_{SOI}}{\Delta \theta} \right)^{n+1} \right) \quad (106)$$

5.3 Simulation et validation des modèles de simulateur avec défauts

5.3.1 Défaut blocage du thermostat en position ouverte (PROJET BMCI)[26]

Dans ce paragraphe, un défaut de thermostat est introduit sur le banc moteur. Le défaut thermostat a été réalisé en bloquant le thermostat sur une position complètement ouverte, c'est à

dire que le circuit d'eau douce échange en permanence la chaleur avec l'échangeur eau brute. Il est à noter que l'ouverture des thermostats a lieu pour une température de 77°C et jusqu'à 87°C. Pour introduire ce défaut dans le modèle on prend $K_d=0$ et $K_1=1$. Ce défaut a été réalisé en substituant le thermostat automatique qui détermine l'ouverture du thermostat en fonction de la température, par un autre thermostat mécanique, alors l'ouverture est déterminé en agissant sur ses vices-écrous (voir Figure 31 et Figure 32). La Figure 33 montre les résultats des simulations sans et avec défaut du fonctionnement du moteur. Ces résultats sont comparés avec les données expérimentales sans et avec défauts.

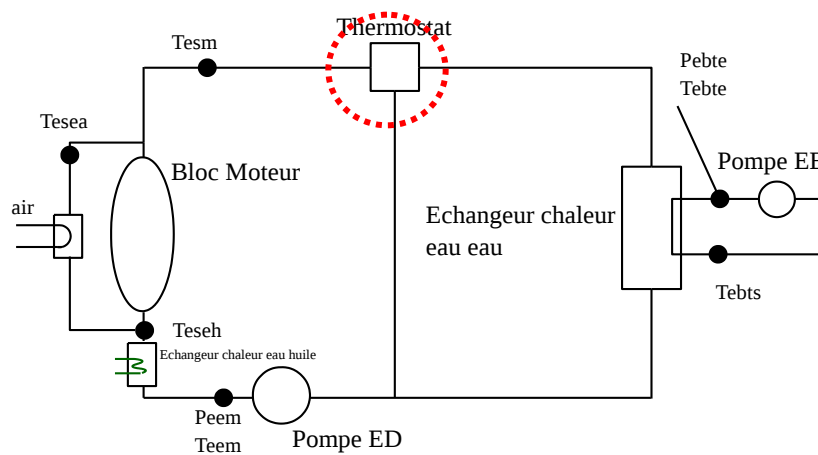


Figure 31 : Système de refroidissement, position du thermostat bloqué

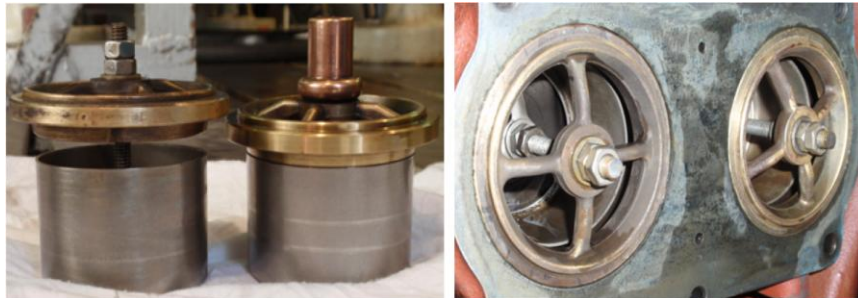


Figure 32 : Thermostat de régulation de la température du liquide de refroidissement

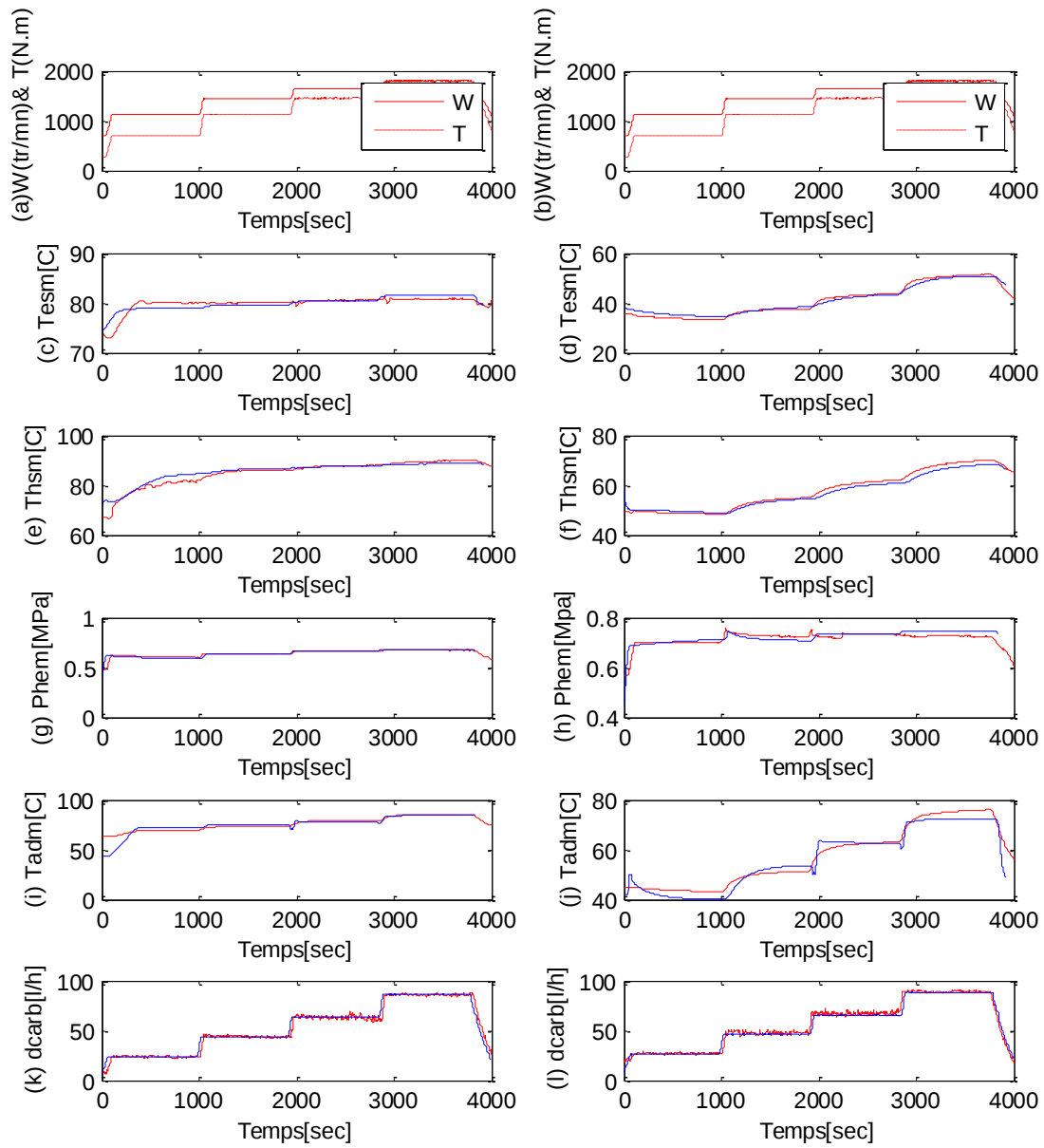


Figure 33 : Simulation (bleu) et validation expérimentale (rouge) du fonctionnement du moteur. Sans défauts à gauche et avec défaut blocage thermostat à droite. (a) et (b) vitesse de rotation de vilebrequin et couple, (c) et (d) température de l'eau à la sortie de bloc moteur, (e) et (f) température de l'huile à la sortie du bloc moteur, (g) et (h) pression du pompe huile à l'entrée du bloc moteur, (i) et (j) température de l'air d'admission après l'échangeur eau-air, (k) et (l) débit du carburant.

Analyse

La première remarque que nous pouvons faire se situe au niveau de température eau douce moteur. En effet comme les thermostats sont bloqués ouverts, l'eau douce échange en permanence avec l'échangeur eau brute. Cela entraîne une diminution moyenne de 39°C pour T_{esm} .

Effectivement, nous observons une diminution de la température d'huile, égale à -28°C pour T_{hem} . Cette diminution entraîne une augmentation de 0,08 Mpa de pression d'huile, qui devient limite acceptable. Elles sont en moyenne de 0.73 Mpa alors que la limite est de 0.75 Mpa (valeurs préconisées par le constructeur).

Nous avons une forte chute de T_{adm} (température sortie RAS), de l'ordre de 30°C (-35°C pour le point 4000 sec et -20°C pour le point 0 sec). Cette diminution est liée à la diminution de la température eau douce, car nous rappelons que cet échangeur est refroidi par l'eau douce moteur.

En ce qui concerne la consommation de carburant, celle-ci est pour l'ensemble des points de fonctionnement plus important d'environ 1,5 l/h, ce qui augmente la consommation spécifique et par conséquent diminue le rendement du moteur. Cette sur consommation est liée à une diminution globale de la température bloc moteur qui vient dégrader la combustion. La comparaison de résultats donnés par le simulateur en fonctionnement défaillant avec les données expérimentales du banc d'essai fonctionnant en présence du défaut blocage du thermostat, montre l'efficacité du simulateur pour simuler le fonctionnement du moteur en présence de ce défaut.

5.3.2 Défaut encrassement de refroidisseur d'huile (PROJET BMCI)[26]

Un défaut d'encrassement à l'entrée du refroidisseur d'huile est réalisé sur le circuit de refroidissement (Figure 34). Il est effectué par la mise en place d'une vanne sur un coude comme le montre la Figure 35. La position de la vanne a été maintenue à 3/4 fermée. Dans les équations du modèle un défaut d'encrassement de refroidisseur d'huile correspond à une valeur de K_2 différent de 0.

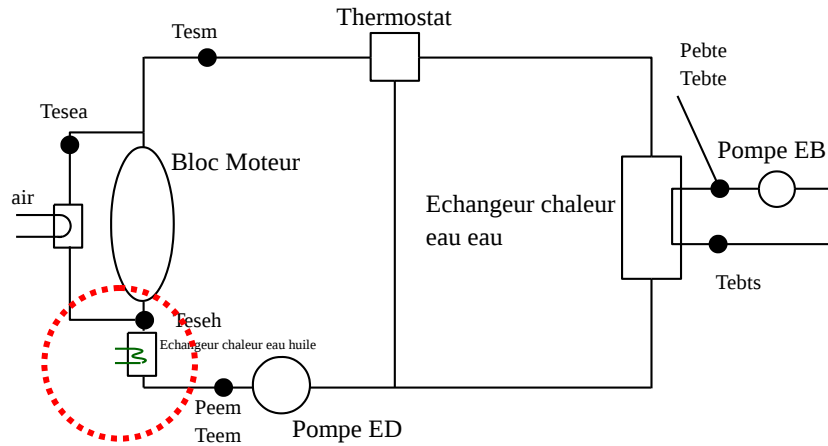


Figure 34 : Système de refroidissement, position du refroidisseur d'huile en panne



Figure 35 : Vanne avec ouverture contrôle mécaniquement

La Figure 36 montre les résultats des simulations sans et avec défauts thermostats bloqués ouverts. Ces résultats sont comparés avec les données expérimentales sans et avec défauts du banc d'essais.

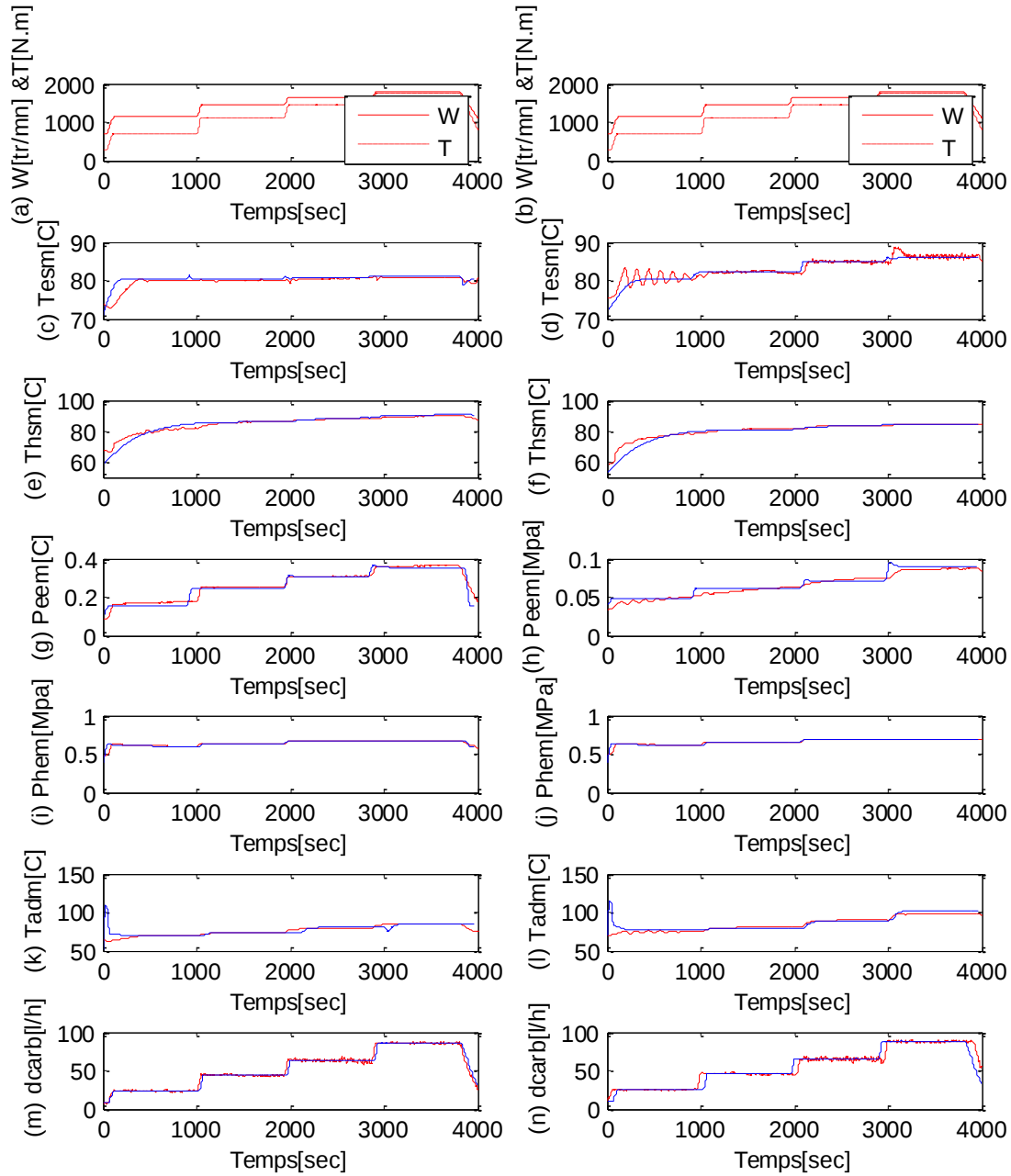


Figure 36 : Simulation (bleu) et validation expérimentale (rouge) du fonctionnement du moteur. Sans défauts à gauche et avec défaut encrassement à droite. (a) et (b) vitesse de rotation de vilebrequin et couple, (c) et (d) température de l'eau à la sortie de bloc moteur, (e) et (f) température de l'huile à la sortie du bloc moteur, (g) et (h) pression du pompe eau à l'entrée du bloc moteur, (i) et (j) pression du pompe huile à l'entrée du bloc moteur, (k) et (l) température de l'air d'admission après l'échangeur eau-air, (m) et (n) débit du carburant.

Analyse

Nous observons une diminution des températures d'huile (entrée moteur et filtre à huile) de l'ordre de 5 °C. Nous remarquons également une augmentation de T_{esm} de 3,5 °C. Cela s'explique du fait que nous avons diminué le débit d'eau dans le moteur (vannage entrée refroidisseur eau). Cette diminution de débit favorise les échanges thermiques dans l'échangeur eau douce / eau brute entraînant une diminution de température de l'eau à l'entrée du bloc moteur. Nous observons une chute importante de P_{eem} (- 0.2 MPa), cela est due au vannage, de plus cette mesure est faite juste après la vanne. Les pressions d'huile diminuent également de l'ordre de 0,016 MPa. Nous avons une augmentation de T_{adm} (température sortie RAS), de l'ordre de 20°C. Cette diminution est liée à l'abaissement du débit d'eau douce, car nous rappelons que cet échangeur est refroidi par l'eau douce du moteur. En ce qui concerne la consommation de carburant, celle-ci est plus importante d'environ 1,2 L/h pour l'ensemble des points de fonctionnement, ce qui augmente la consommation spécifique et par conséquent diminue le rendement du moteur. Cette surconsommation est liée à l'augmentation de température d'air d'admission qui diminue la masse d'air passant vers le cylindre.

5.3.3 Simulation de défauts Avance injection (PROJET BMCI)[26]

Le défaut d'avance injection est introduit en agissant sur l'ouverture de l'aiguille de l'injecteur (Figure 37). Cette ouverture est commandée électroniquement, nous avons changé l'avance injection de 29 (valeur optimale) au 27° vilebrequin. La Figure 38 montre les résultats de simulation et du banc d'essai en fonctionnement normal (à gauche) et en fonction avec défauts avance injection (à droite). Ce défaut correspond dans les équations de modèle de système d'injection à une valeur de K_{29} différente de 0.

Les résultats des simulations et celles expérimentales montre une augmentation de consommation de carburant de 2.2 % en moyenne à cause de la dégradation de la combustion. En effet la pression maximale dans le cylindre chute en moyenne de 10% selon le point de fonctionnement.

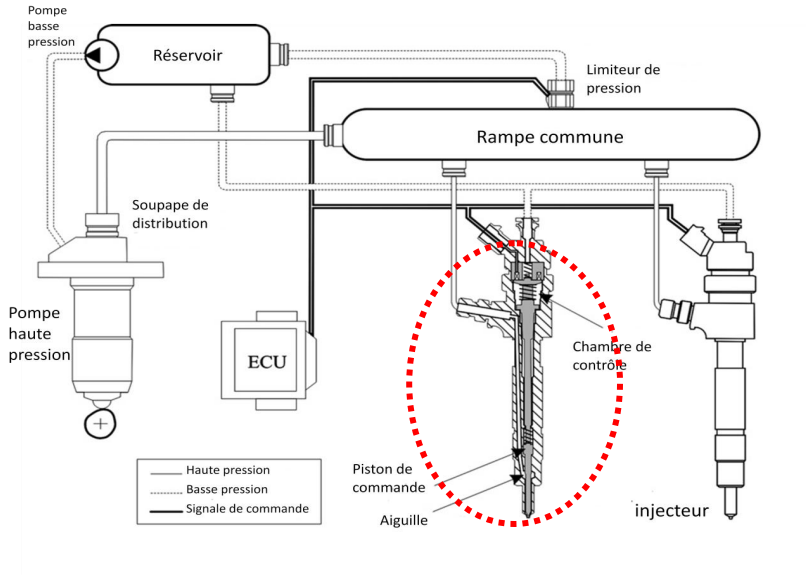


Figure 37 : Système d'injection, position du défaut avance injection

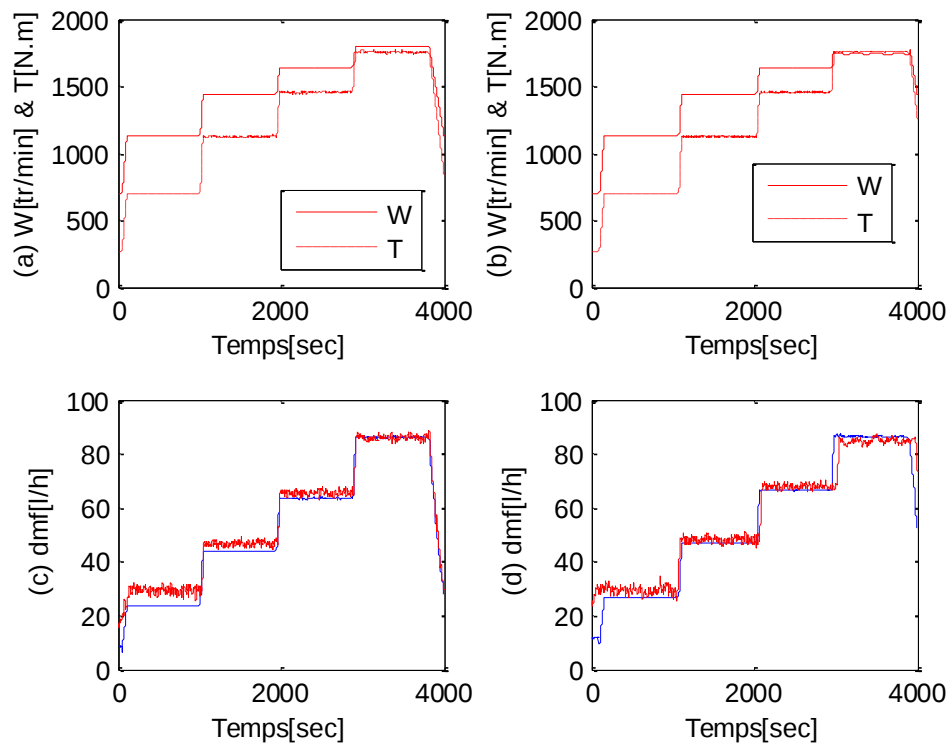


Figure 38 : Simulation et validation expérimentale du fonctionnement du moteur sans défauts (à gauche) et avec défaut avance injection (à droite). (a) et (b) vitesse de rotation de vilebrequin et couple, (c) et (d) débit du carburant.

5.3.4 Fuite du carburant (PROJET BMCI)[26]

Le défaut est engendré en créant une fuite en amont du filtre à carburant. Cette fuite est réglée lorsque le moteur est à l'arrêt et à un débit de 9,5 l/h (à l'arrêt). La Figure 39 montre la mise en place de ce défaut. Ce défaut correspond, dans les équations du système d'injection, à une valeur de K_{13} différente de 0.

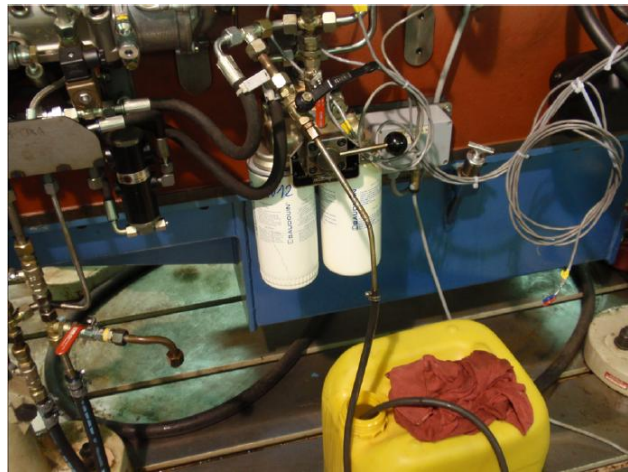


Figure 39 : Mise en place de défaut de fuites de carburant

La Figure 40 montre les résultats de simulations et expérimentales du fonctionnement du moteur sans et avec défaut. Ce défaut est considéré parmi le défaut simple à simuler et à introduire sur le banc d'essai, son effet apparaît seulement dans la mesure de la quantité du carburant consommée durant le fonctionnement du moteur, on remarque qu'il y a une augmentation de consommation au moyen de 13 l/h.

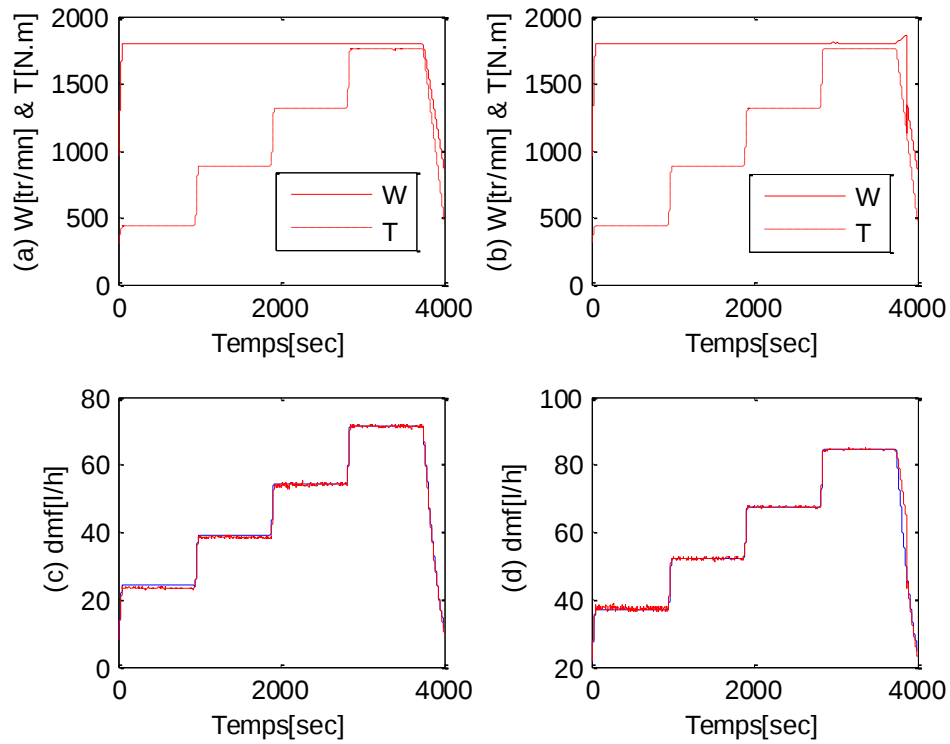


Figure 40 : Simulation et validation expérimentale du fonctionnement du moteur sans défauts (à gauche) et avec défaut fuite du carburant (à droite). (a) et (b) vitesse de rotation de vilebrequin et couple, (c) et (d) débit du carburant.

5.3.5 Encrassement filtre air (PROJET BMCI) [26]

Parmi les défauts introduits sur le banc d'essai, nous trouvons un encrassement du filtre à air. Ce défaut a été réalisé en couvrant une partie de la surface de filtre, 30% de la surface totale du filtre comme le montre les Figure 41 et Figure 42. La Figure 43 montre la position du filtre air en panne dans le système d'air.



Figure 41 : Système d'air, filtre d'air sans défauts

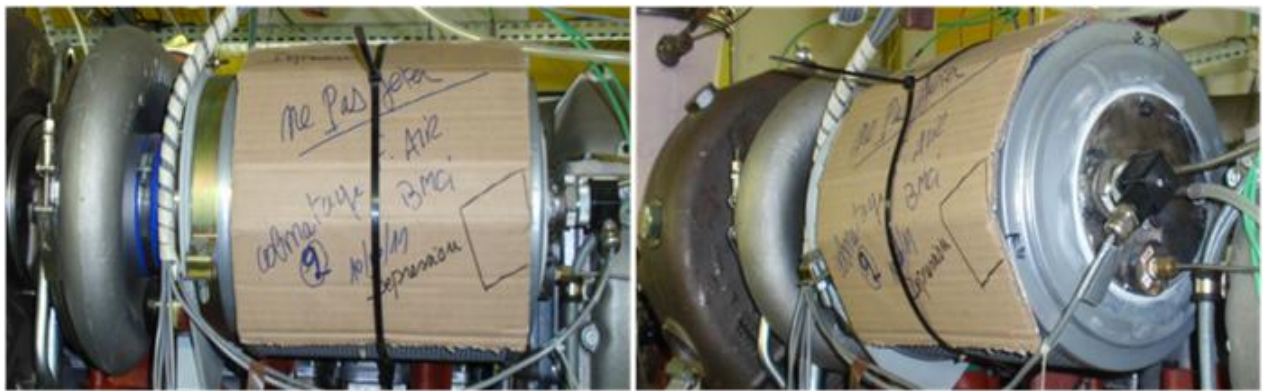


Figure 42 : Système d'air, filtre d'air avec défaut d'encrassement

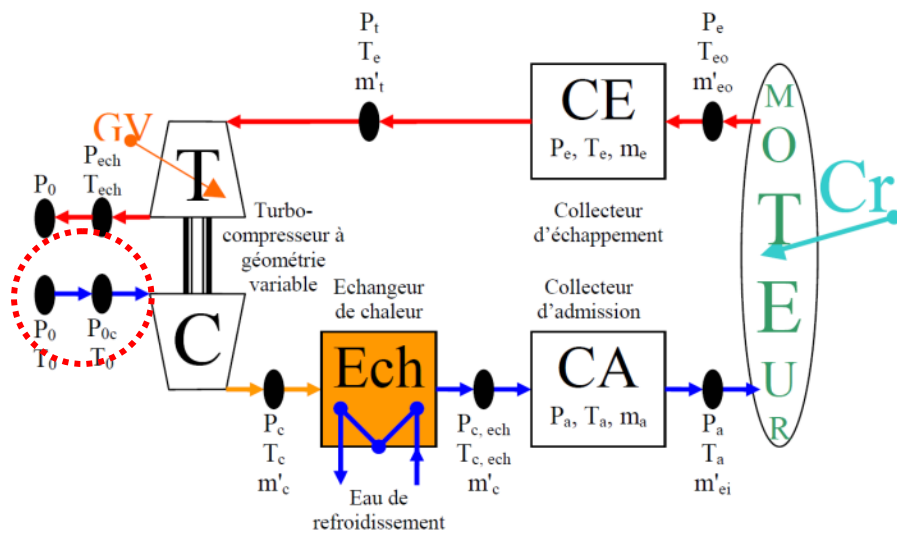


Figure 43 : Système d'air, position défaut d'encrassement du filtre à air

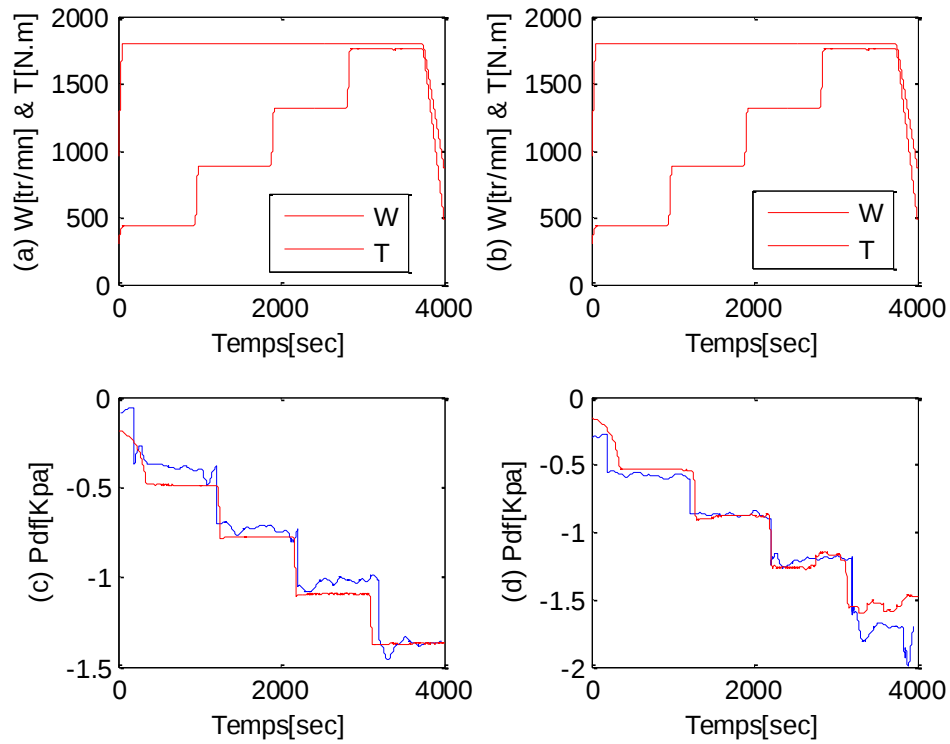


Figure 44 : Simulation et validation expérimentale du fonctionnement du moteur sans défauts (à gauche) et avec défaut encrassement filtre air (à droite). (a) et (b) vitesse de rotation de vilebrequin et couple, (c) et (d) pression différentielle du filtre

La Figure 44 montre les résultats de simulation et les données expérimentales du fonctionnement du moteur sans et avec défauts.

Analyse

Avec encrassement, la pression différentielle est plus importante, et son écart par rapport au cycle de référence augmente avec la charge du moteur. Pour le point $t=0$ sec l'écart est de 0,047 KPa et atteint 0.166 KPa au point $t=4000$ sec.

5.4 Simulateur de moteur diesel avec défauts

5.4.1 Présentation du simulateur

Dans le chapitre 3 nous avons construit le simulateur de moteur diesel qui simule le fonctionnement du moteur sans défauts. Les défauts modélisés (chapitre 4) sont introduits dans le moteur pour avoir le simulateur avec les défauts présentés ci-dessous.

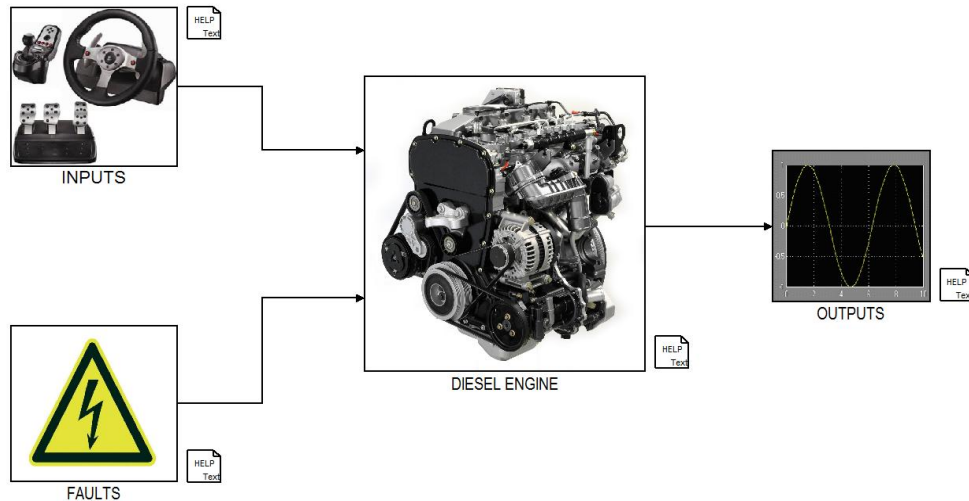


Figure 45 : Simulateur du moteur diesel sous Matlab/Simulink

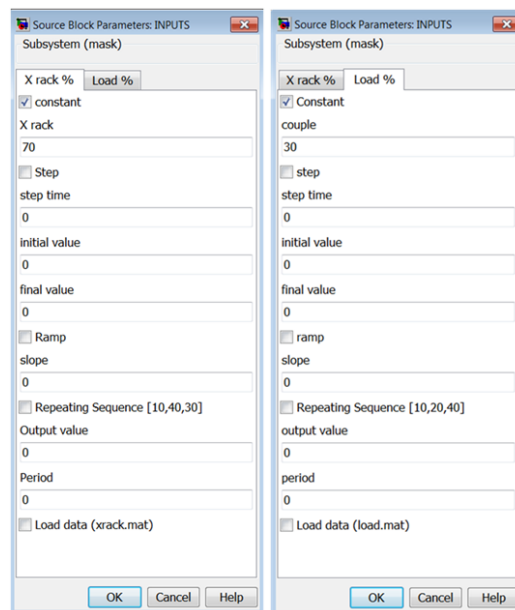


Figure 46 : Les entrées de simulateur

La Figure 45 présente une photo extérieure du simulateur construit sous Matlab/Simulink, il comprend les entrées du moteur dans le bloc *INPUTS*, les défauts exercés sur le moteur qui peuvent être sélectionnés dans le bloc *FAULTS*, le modèle global du moteur diesel dans le bloc *DIESEL ENGINE* qui comprend tous les modèles des sous-systèmes du moteur, et le bloc *OUTPUTS* ou l'on peut visualiser l'évolution des variables du moteur en fonction du temps.

Le bloc *INPUTS*, présenté sur la Figure 46 comprend les entrées du moteur qui sont l'accélération de la pédale et le couple résistant exerce sur le moteur. Ces deux entrées prennent des valeurs entre 0 et 100, plusieurs forme peut être sélectionner : un entrée constante(*Constant*), un entrée avec un pas d'escalier entre 2 valeurs (*Step*), une entrée avec une évolution sous forme d'une droite entre 2 valeurs (*ramp*), une entrée avec des valeurs répétées entre 0 et 100 dont les valeurs et les temps de pas sont déterminés (*repeating sequence*), et une entrée quelconque déterminée par des données extérieures sauvegardées sous forme d'un fichier *mat* comprenant des valeurs entre 0 et 100.

Le bloc *FAULTS* comprend les défauts brusques et progressifs. 29 défauts brusques et 5 défauts progressifs sont compris dans ce bloc (Figure 47). Pour les défauts progressifs la valeur de défauts (*K*) entre 0 et 1, et le temps d'injection de ces défauts dans le fonctionnement du moteur sont à déterminer par l'utilisateur.

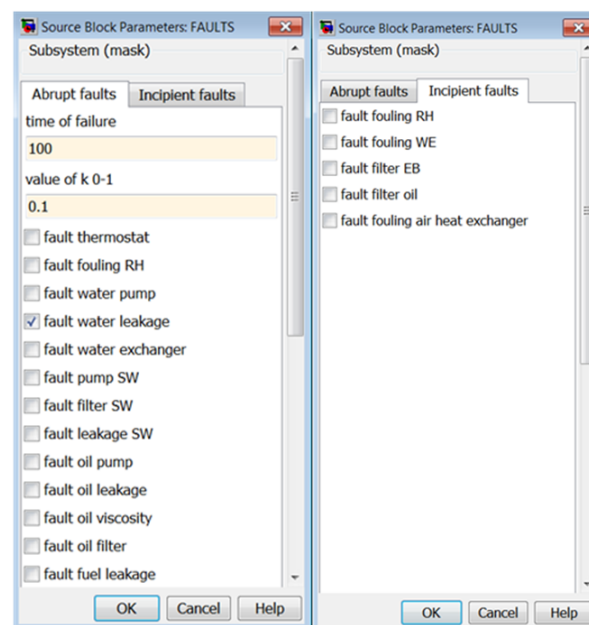


Figure 47 : Défauts brusques et progressifs inclus dans le simulateur

5.4.2 Simulation des défauts

Comme nous l'avons déjà cité à plusieurs reprises, le but de ce travail est de développer un simulateur de moteur diesel qui permet de simuler le fonctionnement en cas de défauts. Nous présentons ici la simulation de la plupart de défauts brusques cités dans la Table 11 et la simulation des défauts progressifs. Les défauts sont appliqués à l'instant $t=250$ sec et les entrées des systèmes (carburant et couple) sont constantes.

5.4.2.1 Défaut de blocage du thermostat

Un défaut de blocage de thermostat est introduit dans le modèle, avec $K=0.7$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 48. Les résultats montrent une augmentation de la température de l'eau douce, de l'huile et de l'air d'admission.

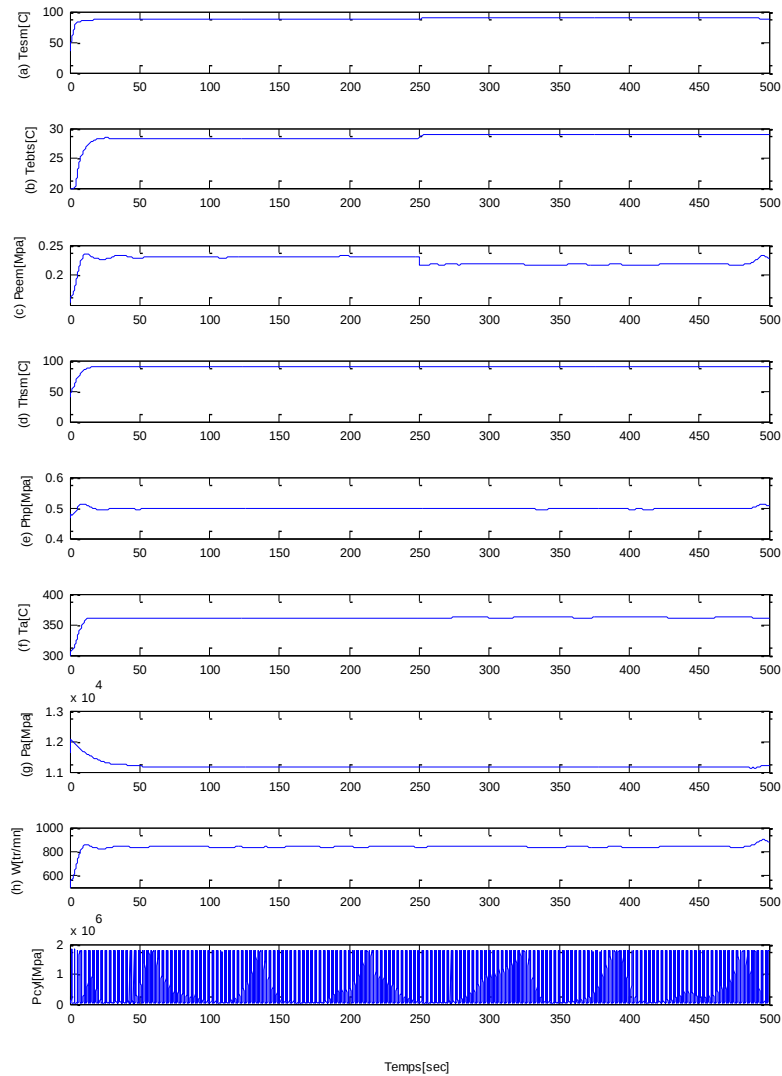


Figure 48 : Simulation du défaut blocage thermostat. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.2 Défaut d'encrassement de refroidisseur d'huile

Un défaut d'encrassement de refroidisseur d'huile est introduit dans le modèle, avec $K=0.15$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 49. Les résultats montrent une augmentation de la température de l'eau douce, de l'huile et de l'air d'admission et une diminution de pression de la pompe d'eau.

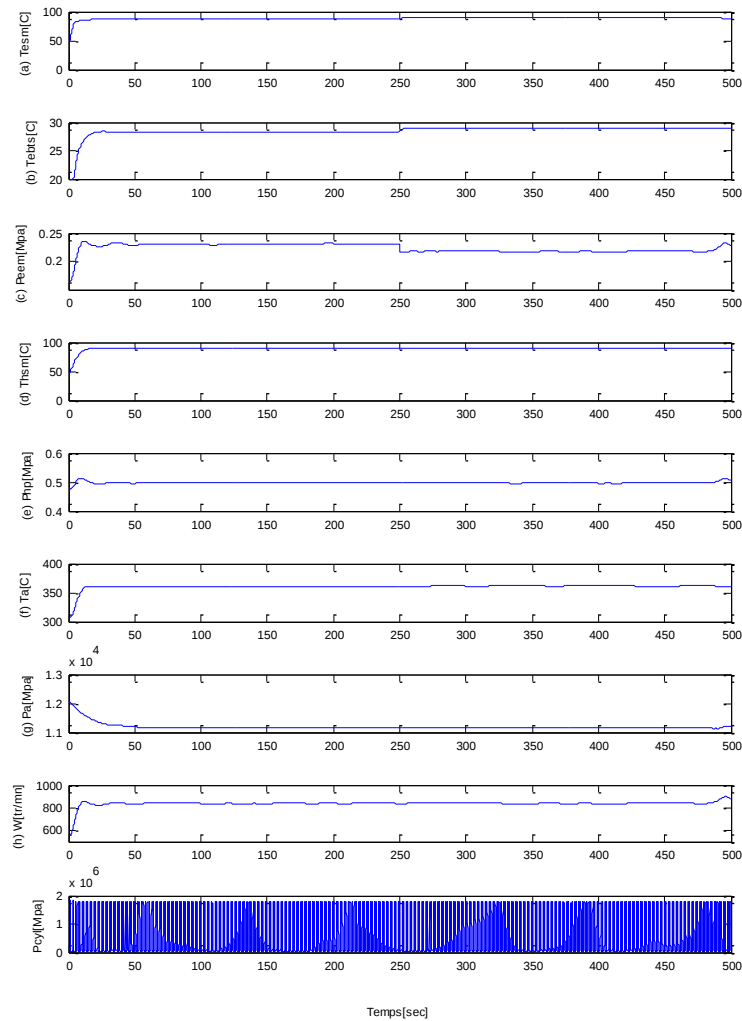


Figure 49 : Simulation du défaut encrassement refroidisseur d'huile. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.3 Défaut pompe eau

Un défaut concernant le rendement de pompe est introduit dans le modèle, avec $K=0.2$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 50. Les résultats montrent une augmentation de la température de l'eau douce et d'eau brute, de l'huile et de l'air d'admission et une diminution de pression de la pompe eau.

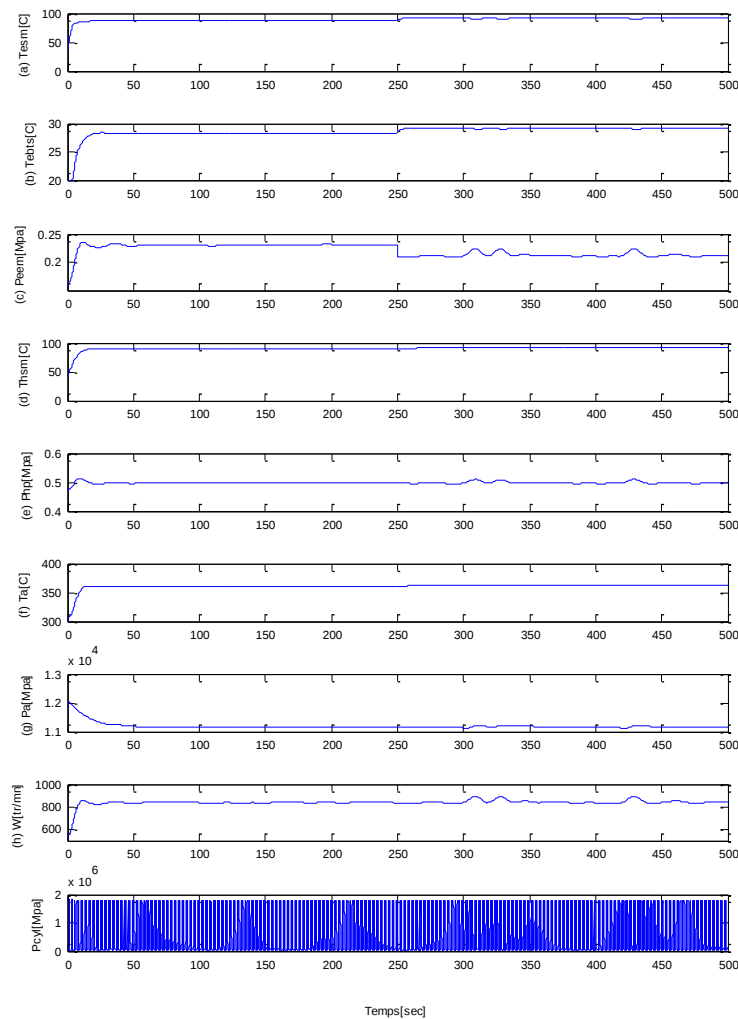


Figure 50 : Simulation du défaut encrassement refroidisseur d'huile. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.4 Défaut d'encrassement d'échangeur de chaleur (eau douce- eau brute)

Un défaut concernant le rendement de pompe est introduit dans le modèle, avec $K=0.15$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 51. Les résultats montrent une augmentation de la température de l'eau douce et d'eau brute.

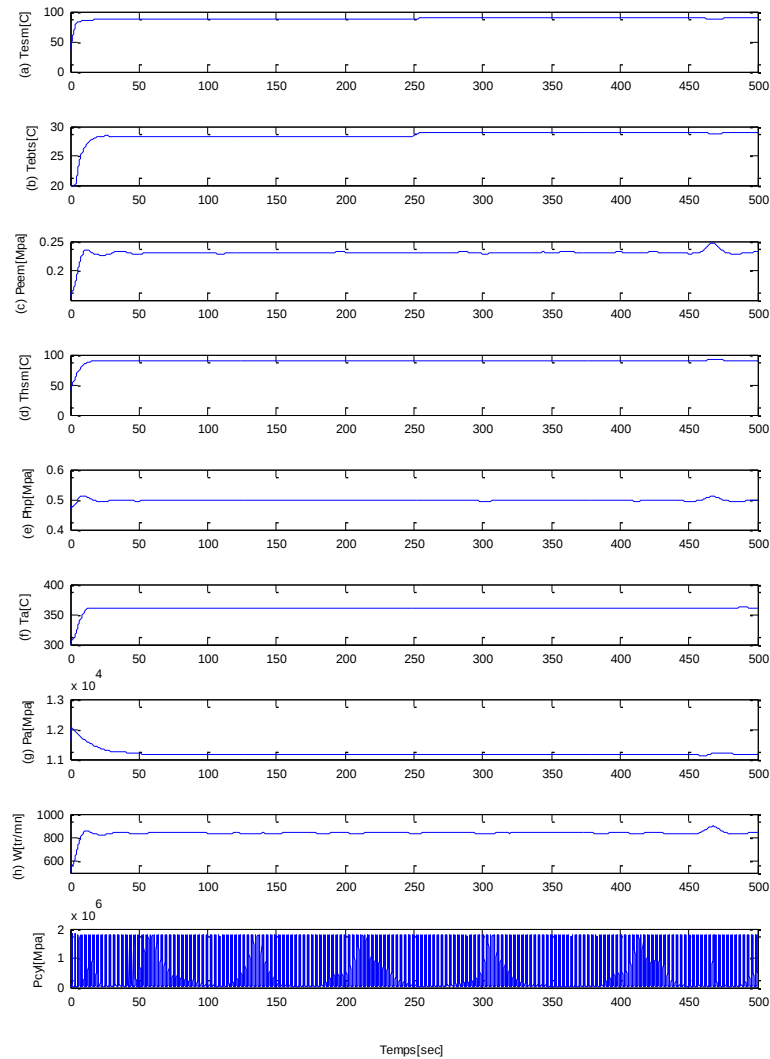


Figure 51 : Simulation du défaut encrassement échangeur de chaleur eau douce-eau brute. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.5 Défaut de la pompe eau brute

Un défaut concernant le rendement de la pompe de l'eau brute est introduit dans le modèle, avec $K=0.1$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 52. Les résultats montrent une augmentation de la température d'eau brute. Une augmentation au niveau de l'eau douce est aussi présente mais n'apparaît pas clairement sur la figure.

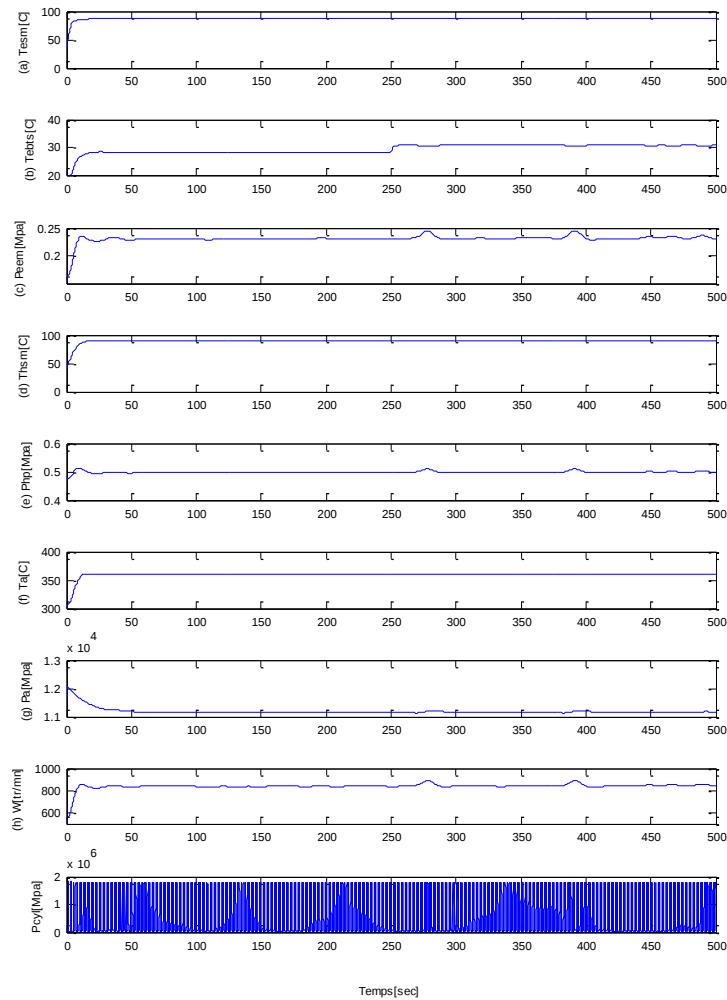


Figure 52 : Simulation du défaut de rendement de la pompe eau brute. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.6 Défaut encrassement filtre eau brute

Un défaut de filtre eau brute est introduit dans le modèle, avec $K=0.2$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 53. Les résultats montrent une augmentation de la température d'eau brute. Une augmentation au niveau de l'eau douce est aussi présente mais n'apparaît pas clairement sur la figure.

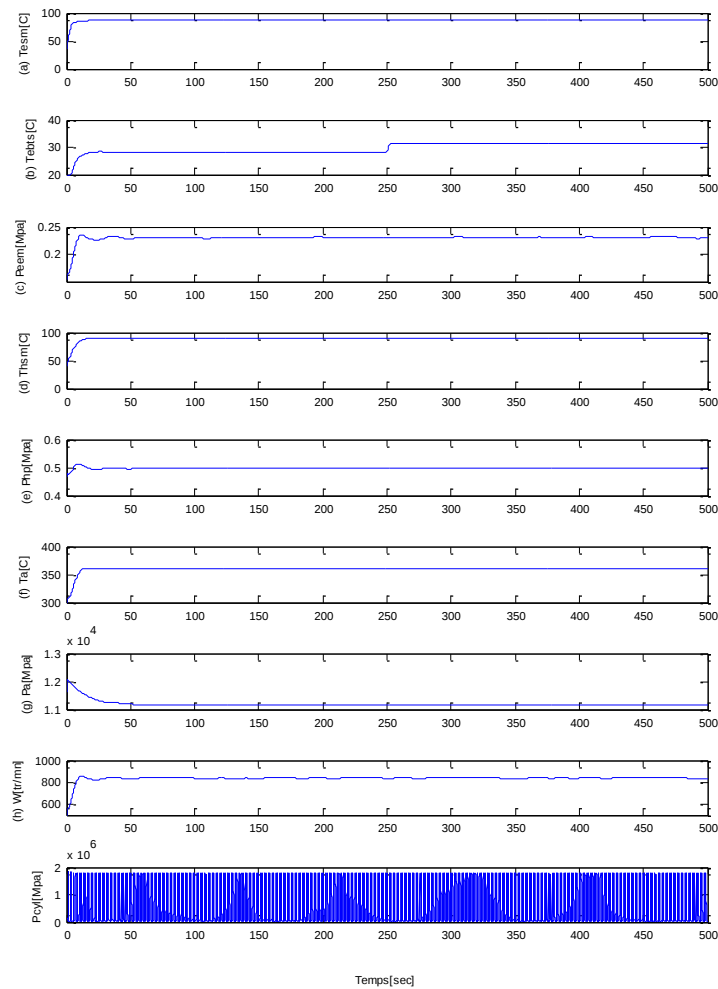


Figure 53 : Simulation du défaut de rendement de la pompe eau brute. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.7 Défaut rendement de la pompe d'huile

Un défaut de rendement de pompe d'huile est introduit dans le modèle, avec $K=0.15$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 54. Les résultats montrent une augmentation de la température d'huile et une diminution de pression de la pompe d'huile.

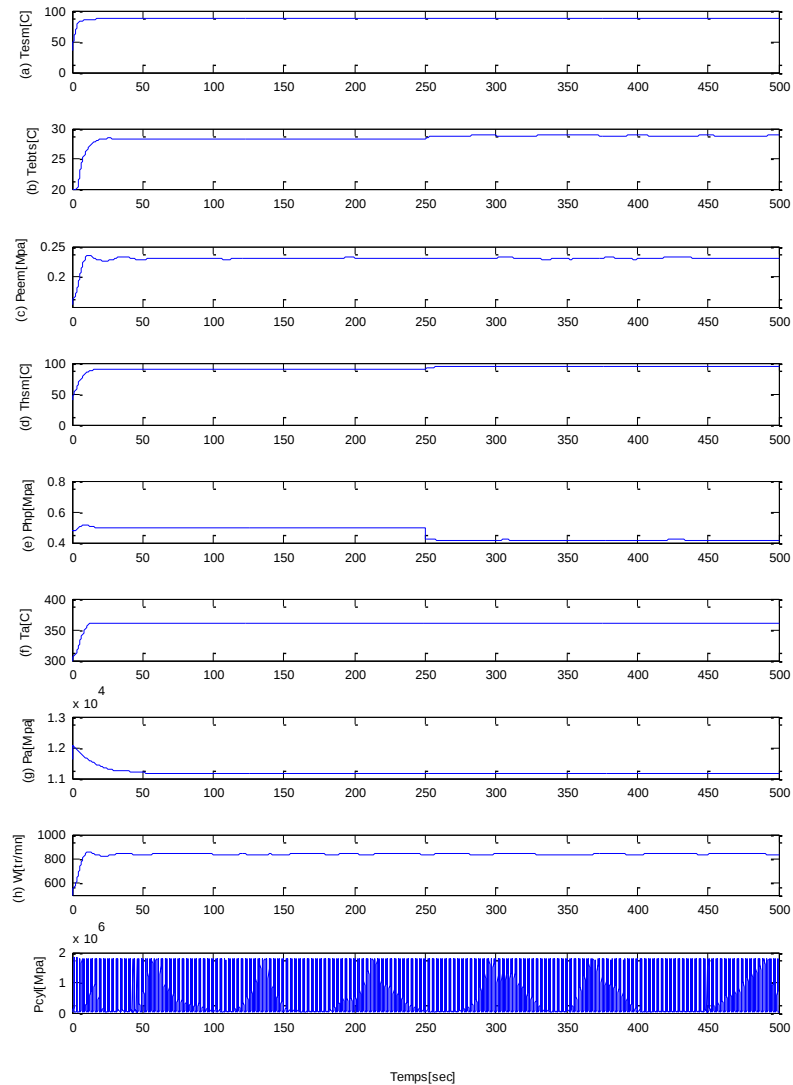


Figure 54 : Simulation du défaut de rendement de la pompe d'huile. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.8 Défaut viscosité d'huile

Un défaut de viscosité d'huile est introduit dans le modèle, avec $K=0.2$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 55. Les résultats montrent une augmentation de la température d'eau douce, d'eau brute, d'huile et une diminution de pression de la pompe d'huile.

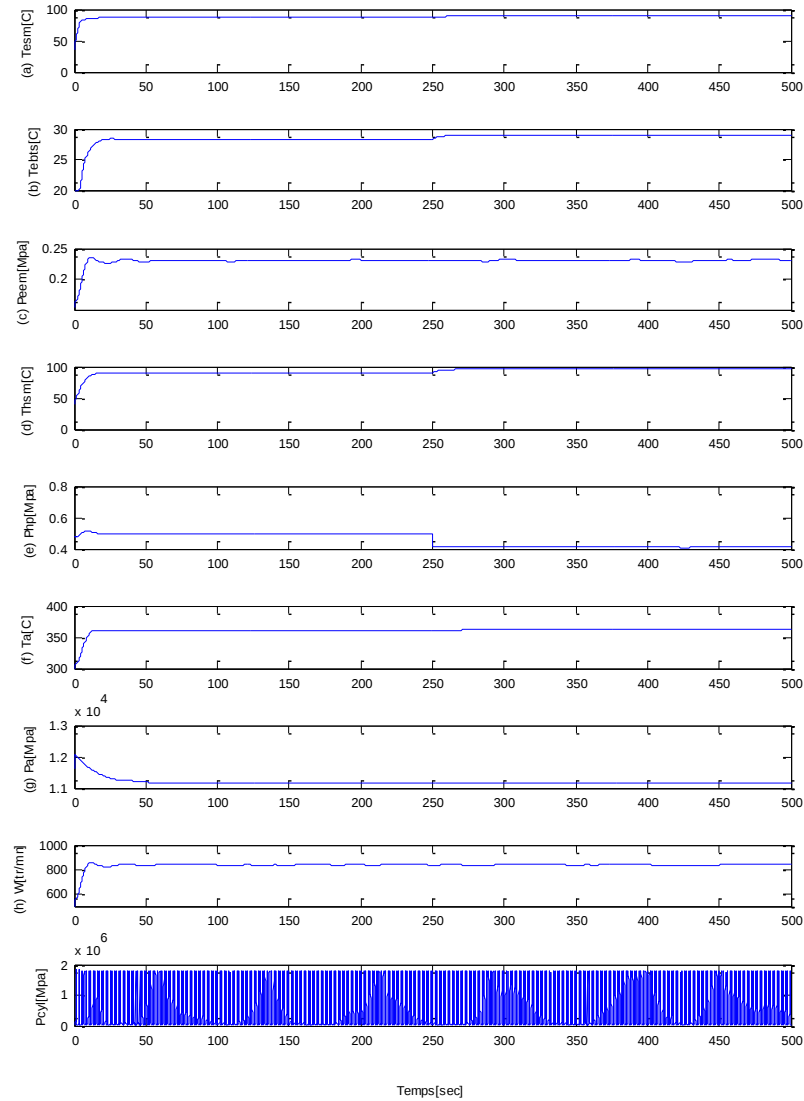


Figure 55 : Simulation du défaut de viscosité d'huile. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.9 Défaut encrassement filtre d'huile

Un défaut d'encrassement de filtre d'huile est introduit dans le modèle, avec $K=0.15$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 56. Les résultats montrent une augmentation de la température d'eau douce, d'eau brute, d'huile et une diminution de pression de la pompe d'huile.

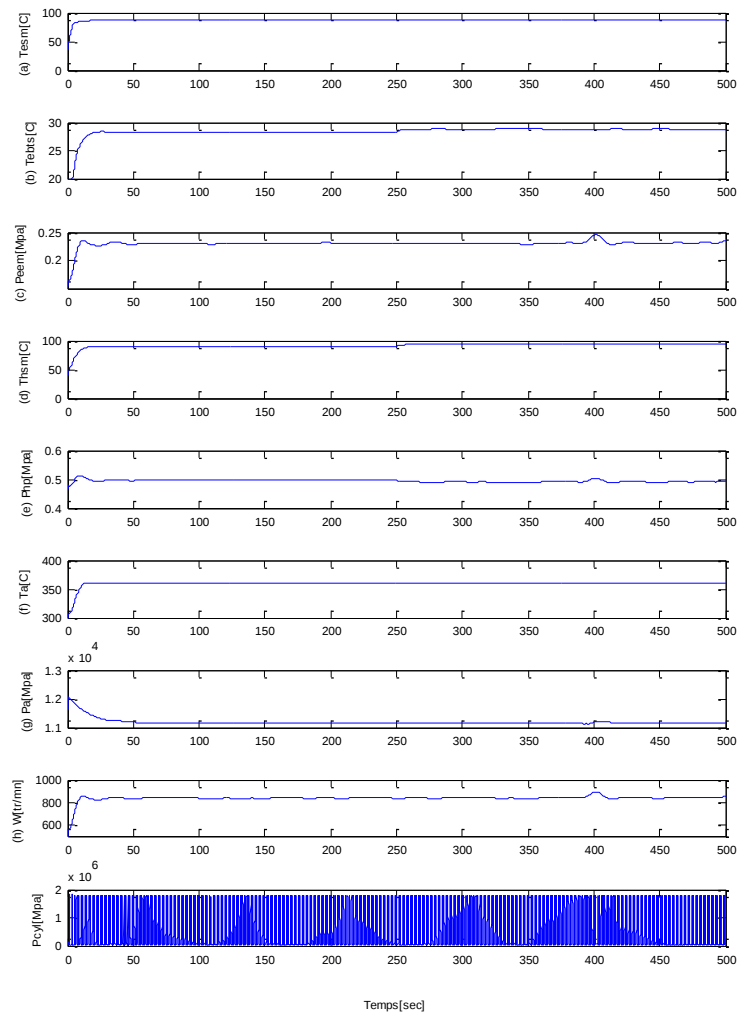


Figure 56 : Simulation du défaut encrassement filtre d'huile. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.10 Défaut fuite de carburant

Un défaut de fuite de carburant est introduit dans le modèle, avec $K=0.2$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 57. La diminution de débit de carburant provoque une diminution de pression maximale de cylindre et en conséquence une diminution de vitesse de rotation de vilebrequin, qui affecte tous les paramètres du moteur.

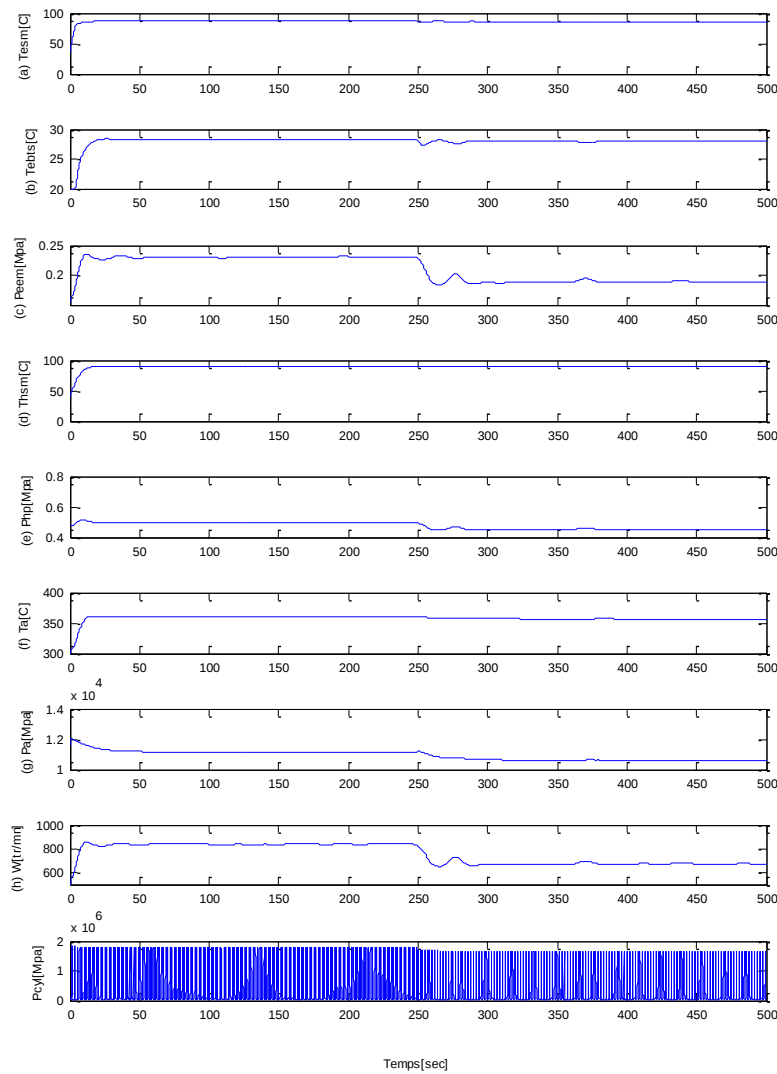


Figure 57 : Défaut fuite de carburant. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.11 Défaut surface d'injecteur

Un défaut de diminution de surface d'injecteur est introduit dans le modèle, avec $K=0.18$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 58. La diminution de débit de carburant provoque une diminution de la pression maximale de cylindre et en conséquence une diminution de la vitesse de rotation de vilebrequin, qui affecte tous les paramètres du moteur.

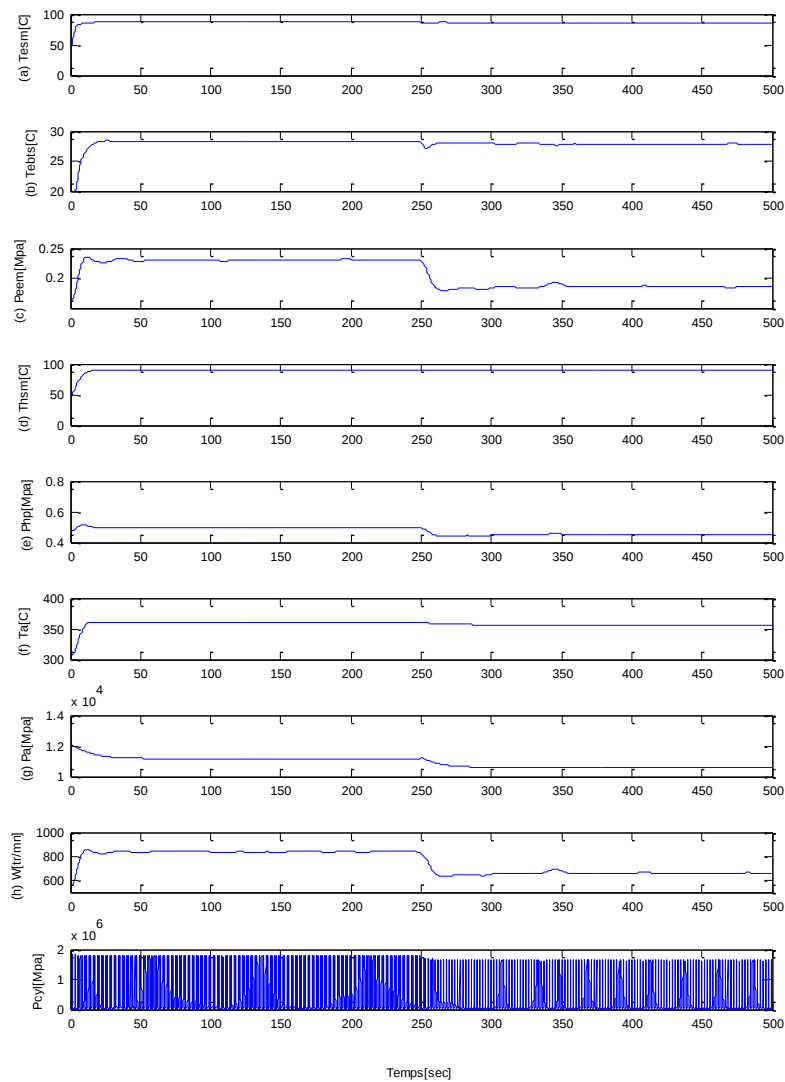


Figure 58 : Défaut surface d'injecteur. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.12 Défaut intrusion du liquide dans le carburant

Un défaut d'intrusion de liquide dans le carburant est introduit dans le modèle, avec $K=0.15$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 59. La diminution de débit de carburant provoque une diminution de la pression maximale du cylindre et en conséquence une diminution de la vitesse de rotation de vilebrequin, qui affecte tous les paramètres du moteur.

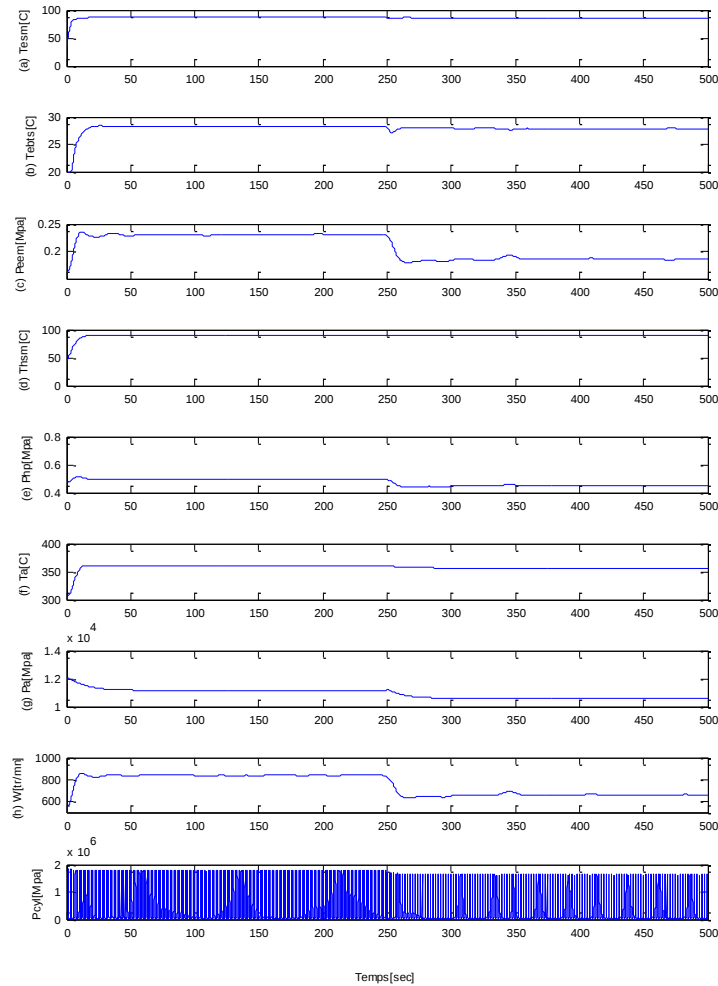


Figure 59 : Défaut intrusion du liquide dans le carburant. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.13 Défaut d'efficacité de pompe d'injection du carburant

Un défaut d'efficacité de pompe d'injection est introduit dans le modèle, avec $K=0.12$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 60. La diminution d'efficacité de la pompe diminue le débit de carburant qui provoque une diminution de la pression maximale de cylindre et ensuite une diminution de vitesse de rotation de vilebrequin, qui affecte tous les paramètres du moteur.

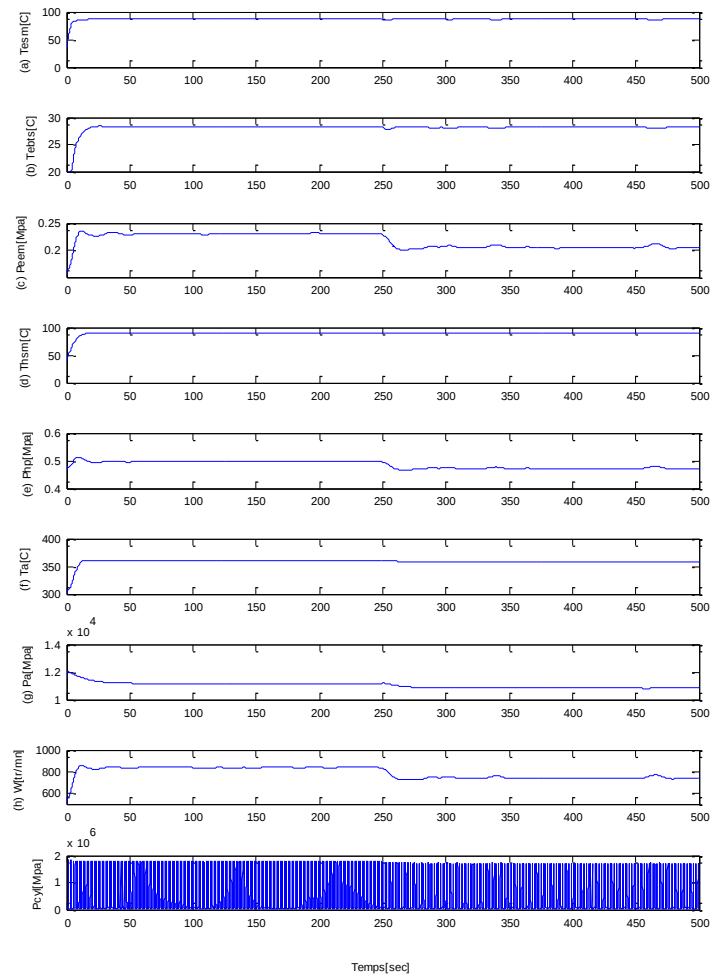


Figure 60 : Défaut d'efficacité de pompe d'injection du carburant. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.14 Défaut fuite d'air dans le collecteur d'admission

Un défaut de fuite d'air dans le collecteur d'admission est introduit dans le modèle, avec $K=0.2$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 61. Les résultats montrent une diminution de pression d'air dans le collecteur d'admission, qui provoque une diminution de pression maximale de cylindre et en suite une diminution de vitesse de rotation de vilebrequin, qui influe tous les paramètres du moteur.

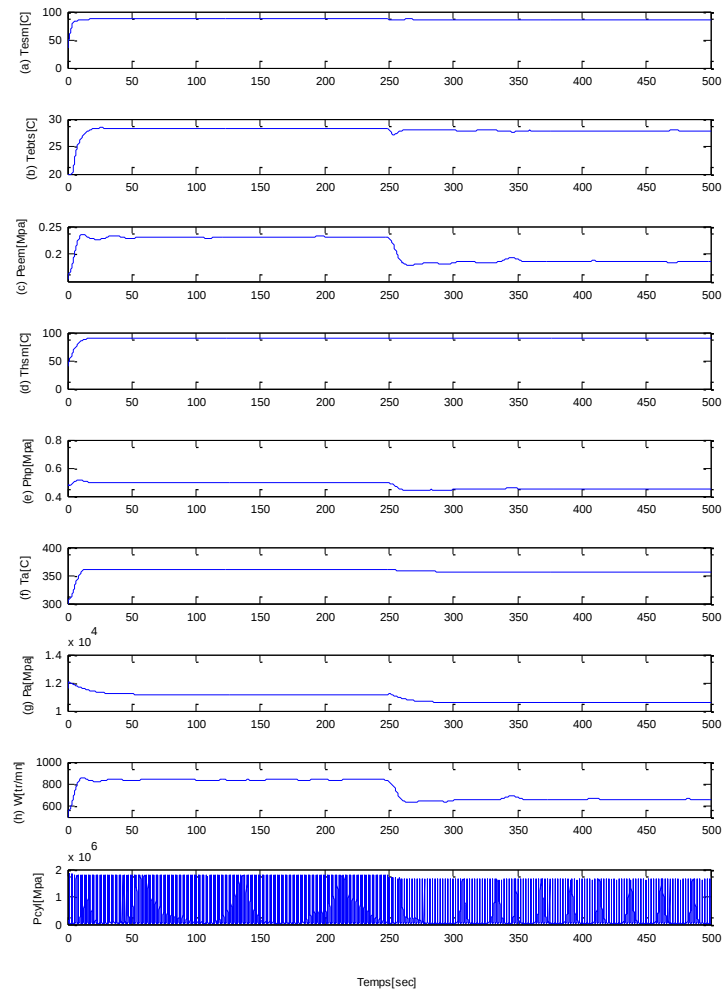


Figure 61 : Défaut fuite d'air dans le collecteur d'admission. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.15 Défaut efficacité du compresseur

Un défaut d'efficacité du compresseur d'air est introduit dans le modèle, avec $K=0.15$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 62. Les résultats montrent une diminution de pression d'air dans le collecteur d'admission.

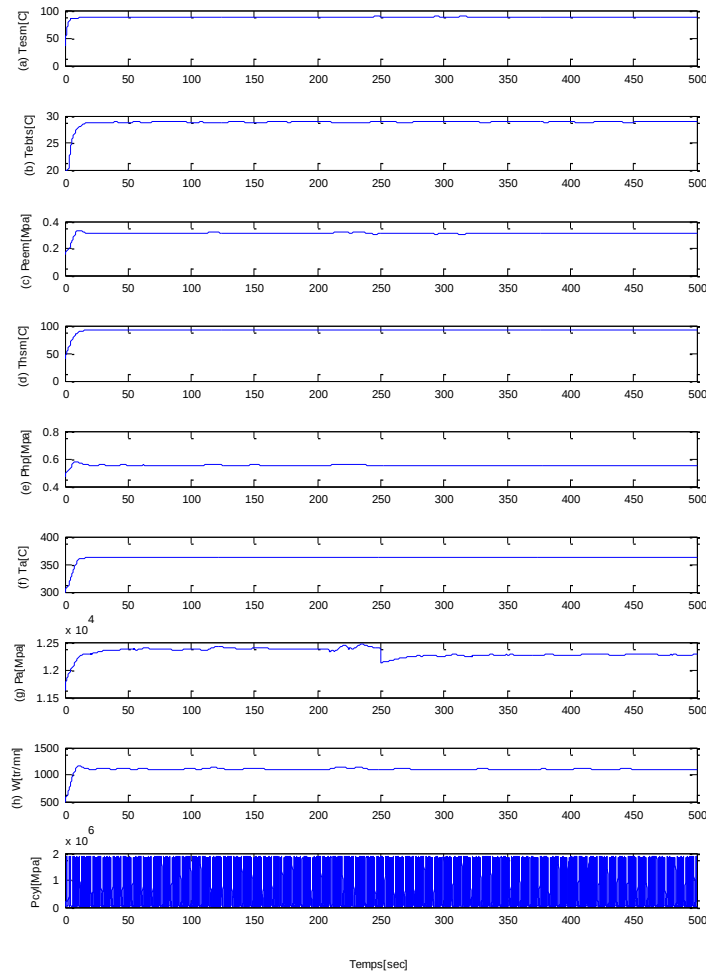


Figure 62 : Défaut efficacité du compresseur. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.16 Défaut blocage à l'entrée de collecteur d'admission

Un défaut de blocage à l'entrée de collecteur d'admission d'air est introduit dans le modèle, avec $K=0.1$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 63. Les résultats montrent une diminution de pression d'air dans le collecteur d'admission. On ne voit pas clairement son influence sur les autres paramètres du moteur.

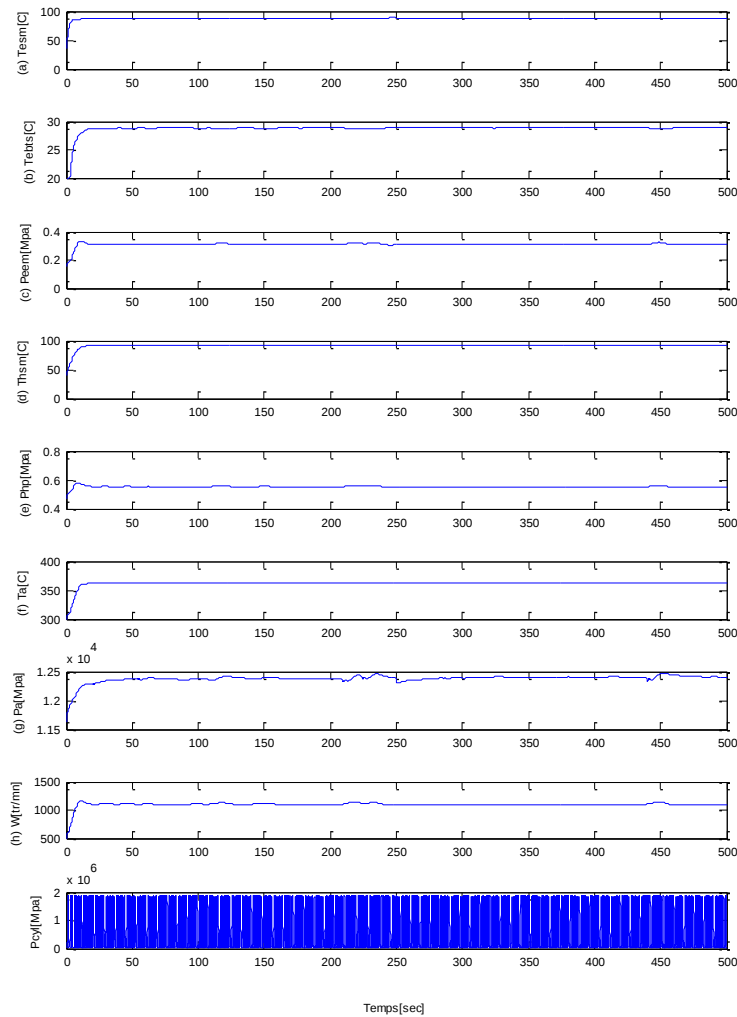


Figure 63 : Défaut blocage à l'entrée de collecteur d'admission. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.17 Défaut couplage turbocompresseur

Un défaut de couplage entre le compresseur et le turbine est introduit dans le modèle, avec $K=0.2$. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 64. Les résultats montrent une diminution de pression d'air dans le collecteur d'admission. Ce qui diminue la pression d'air dans le collecteur d'admission et influe sur tous les paramètres du moteur.

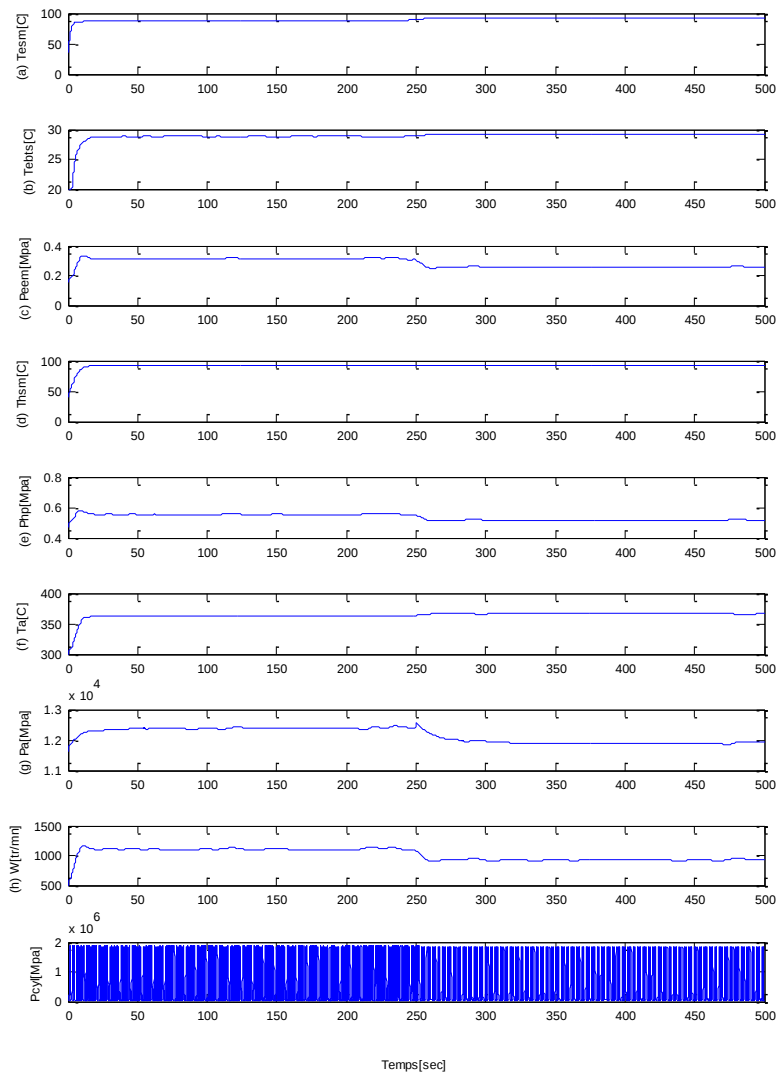


Figure 64 : Défaut couplage turbocompresseur. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.18 Défaut fissure de la culasse

Un défaut de fissure dans la culasse est introduit dans le modèle, avec $K=0.1$, ce qui provoque une fuite de l'air du cylindre. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 65. Les résultats montrent une diminution de pression d'air dans le cylindre. Ce qui influe sur tous les paramètres du moteur.

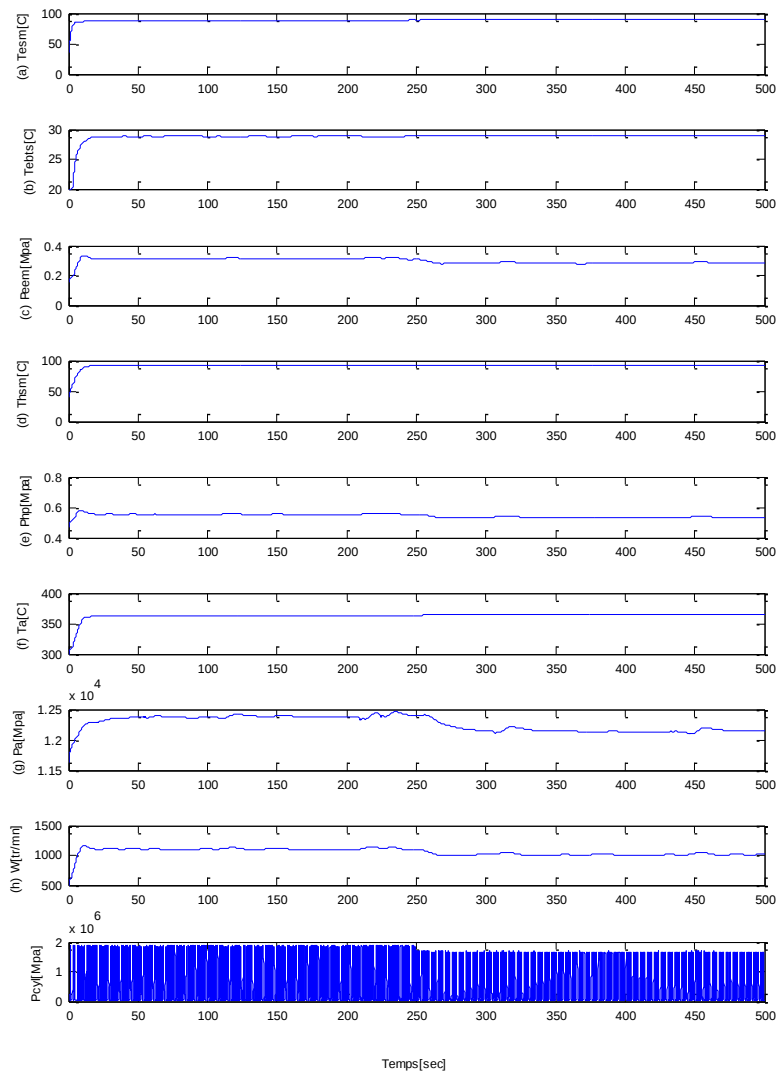


Figure 65 : Défaut fissure de la culasse. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.19 Défaut dégradation du segment

Un défaut de dégradation du segment de piston est introduit dans le modèle, avec $K=0.2$, ce qui provoque une fuite de l'air du cylindre. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 66. Les résultats montrent une diminution de pression d'air dans le cylindre. Ce qui influx sur tous les paramètres du moteur.

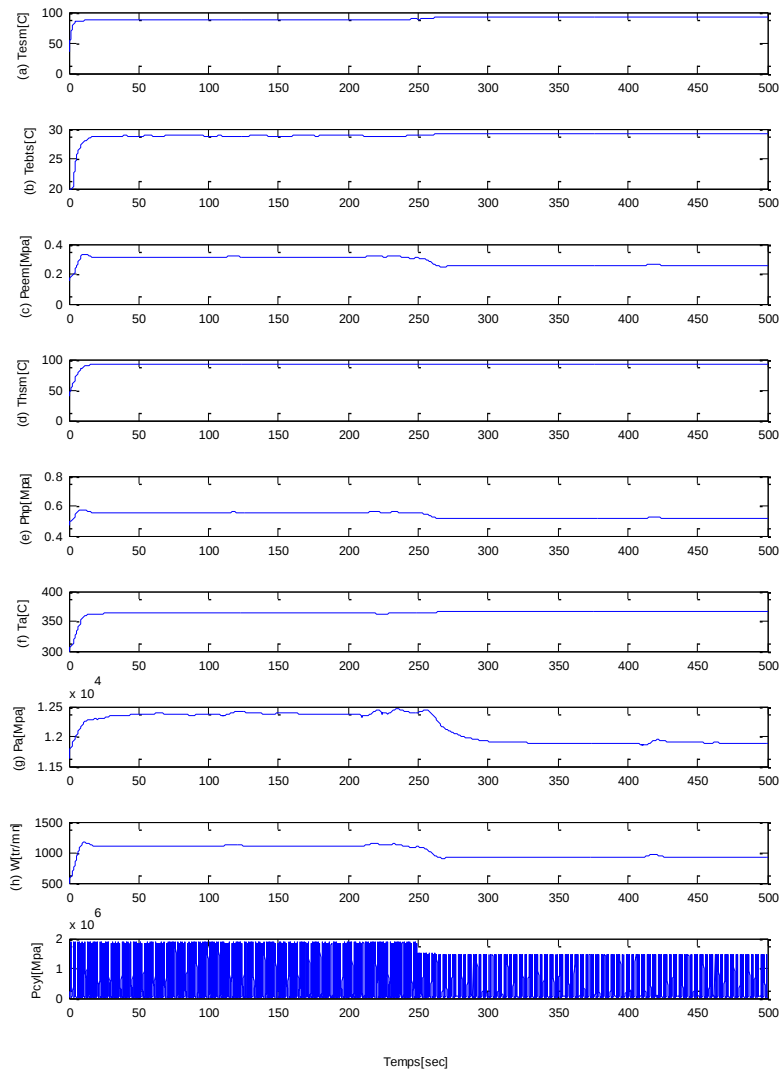


Figure 66 : Défaut dégradation du segment. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.20 Défaut fissure dans le cylindre

Un défaut de fissure dans le cylindre est introduit dans le modèle, avec $K=0.15$, ce qui provoque une fuite de l'air du cylindre. Les résultats de simulation sont présentés sur la Figure 67. Les résultats montrent une diminution de pression d'air dans le cylindre. Ce qui influx sur tous les paramètres du moteur.

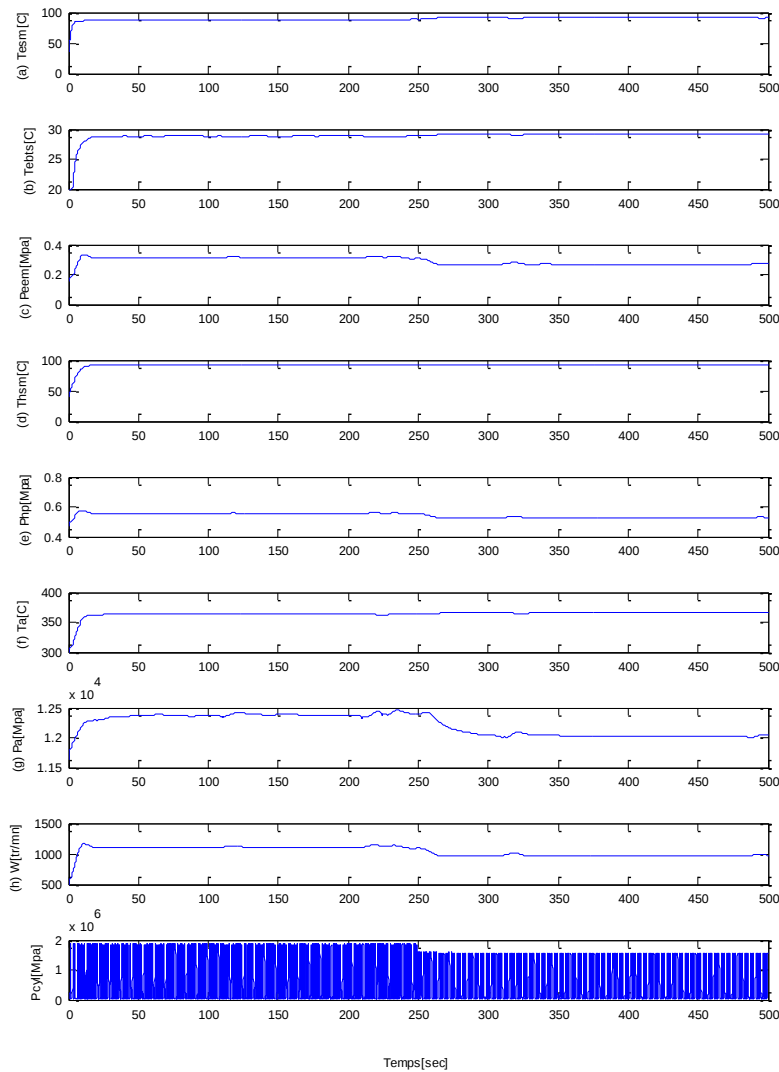


Figure 67 : Défaut fissure dans le cylindre. (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.21 Défaut encrassement de refroidisseur d'huile (progressif)

Un défaut d'encrassement de refroidisseur d'huile progressif en fonction du temps est introduit dans le modèle, les résultats de simulation présentés sur la Figure 68 montrent une augmentation de la température de l'eau douce, eau brute, d'huile et de l'air d'admission. Par contre la pression de l'eau diminue progressivement.

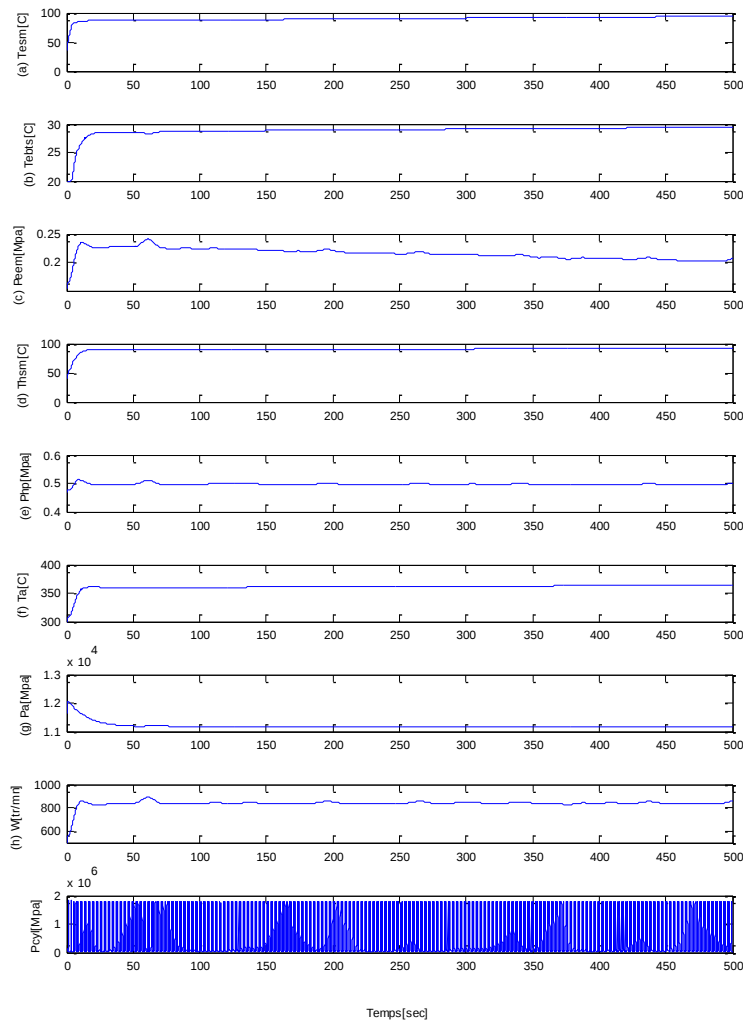


Figure 68 : Défaut encrassement de refroidisseur d'huile (progressif). (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.2 Défaut encrassement échangeur eau brute eau douce (progressif)

Un défaut d'encrassement d'échangeur de chaleur eau brute eau douce progressif en fonction du temps est introduit dans le modèle, les résultats de simulation présentés sur la Figure 69 montrent une augmentation de la température de l'eau douce, eau brute, d'huile et de l'air d'admission.

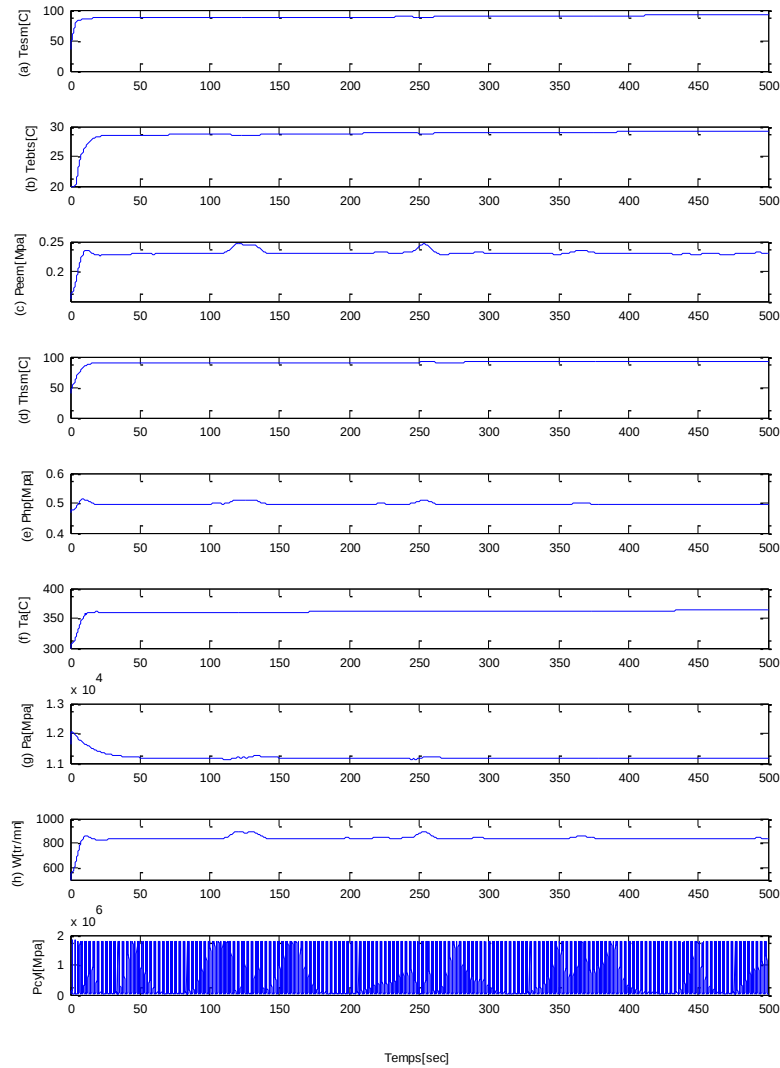


Figure 69 : Défaut encrassement échangeur eau brute eau douce (progressif). (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.23 Défaut encrassement refroidisseur d'air (progressif)

Un défaut d'encrassement refroidisseur d'air progressif en fonction du temps est introduit dans le modèle, les résultats de simulation présentés sur la Figure 70 montrent une augmentation de la température de l'air d'admission.

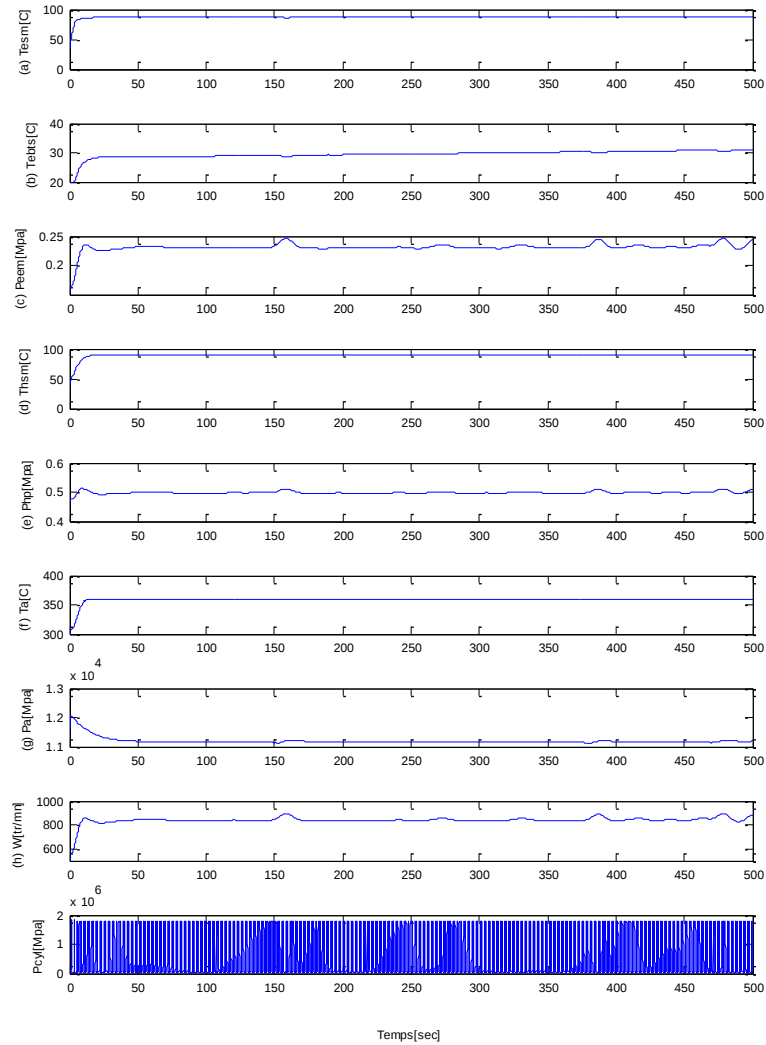


Figure 70 : Défaut encrassement refroidisseur d'air (progressif). (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.24 Défaut encrassement filtre eau brute (progressif)

Un défaut de colmatage de filtre de l'eau brute progressif en fonction du temps est introduit dans le modèle, les résultats de simulation présentés sur la Figure 71 montrent une augmentation de la température l'eau brute et de l'eau douce.

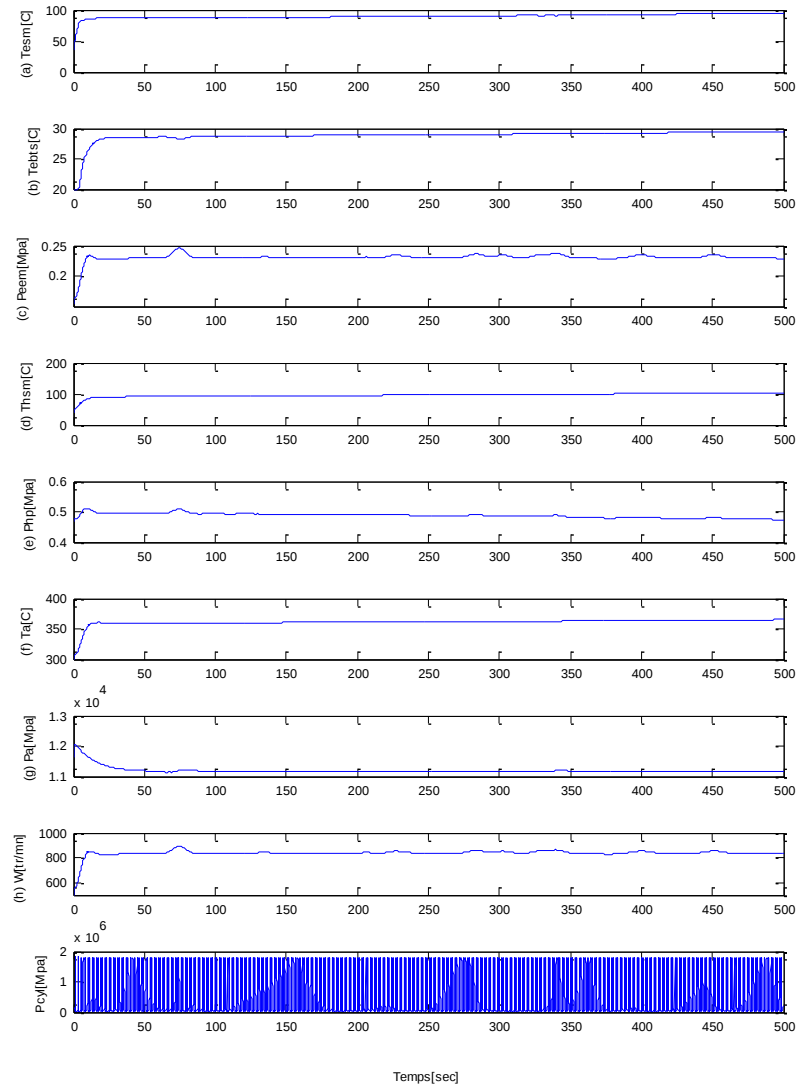


Figure 71 : Défaut colmatage filtre eau brute (progressif). (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.2.25 Défaut encrassement filtre huile (progressif)

Un défaut de colmatage de filtre de l'huile progressif en fonction du temps est introduit dans le modèle, les résultats de simulation présentés sur la Figure 72 montrent une augmentation de la température de l'huile, de l'eau douce et de température de l'air d'admission, par contre nous pouvons remarquer une diminution de pression de la pompe d'huile.

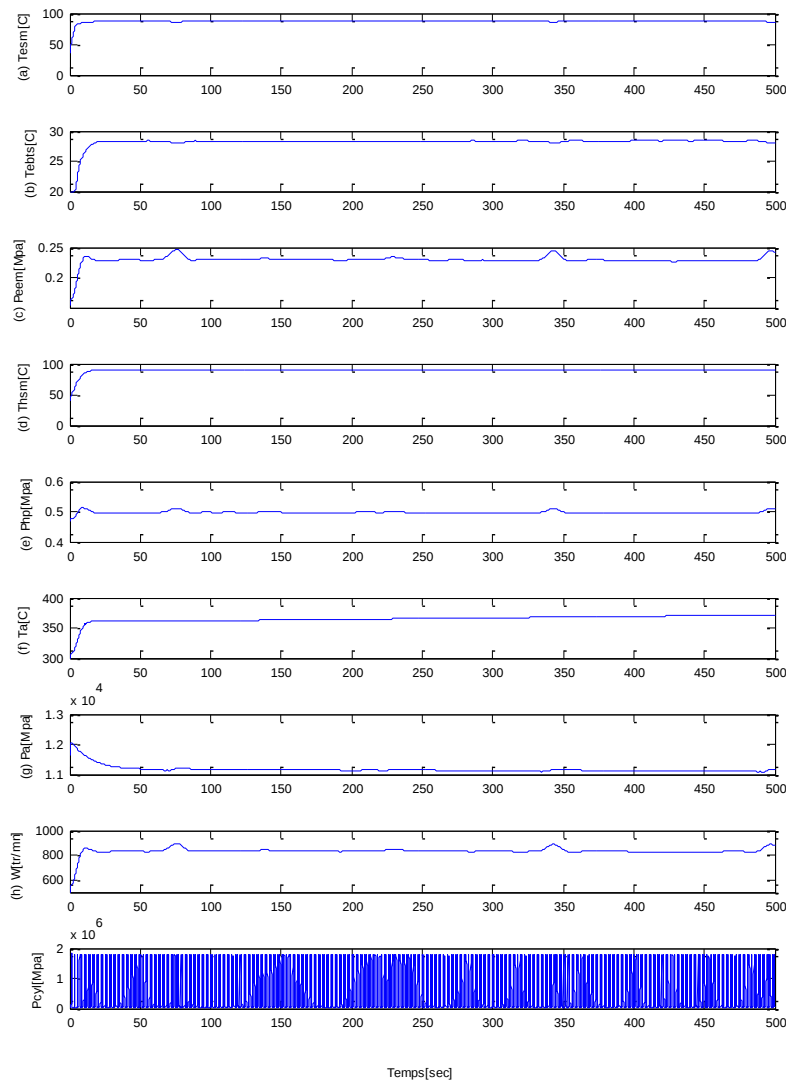


Figure 72 : Défaut colmatage filtre huile (progressif). (a) Température eau sortie moteur, (b) Température eau brute sortie échangeur, (c) Pression pompe eau, (d) Température huile sortie moteur, (e) Pression pompe huile, (f) température air admission, (g) Pression air admission, (h) vitesse de vilebrequin, (i) Pression dans le cylindre.

5.4.3 Analyse de résultats de simulation

Les différents défauts sont introduits dans les modèles. Les résultats de simulation sont présentés sur les figures ci-dessus. Ces résultats montrent qu'un défaut a un effet dans son sous système, et a un effet dans les autres sous systèmes en même temps. Cela est observé clairement, par exemple, dans le cas de défaut fissure de la culasse (5.4.2.18). On remarque une diminution de la pression dans le cylindre et cela influe sur tous les paramètres du moteur. Ces résultats montrent aussi, que certains défauts ont le même effet sur les différents paramètres du système, comme on trouve par exemple pour les défauts de systèmes de refroidissement (K_2 , K_3 , K_4), les défauts de système de lubrification (K_9 , K_{10}), les défauts de systèmes d'injection (K_{13} , K_{15} , K_{16}), les défauts de système d'air (K_{19} , K_{20}) et les défauts dans la chambre à combustion (K_{26} , K_{27} , K_{28}). C'est logique puisque dans les modèles on remarque que ces défauts s'appliquent dans une seule équation et sur le même terme. Cela nécessite un développement futur des équations afin d'avoir un meilleur outil pour les diagnostics. Au niveau de défauts progressifs, nous ne possédons pas des validations expérimentales. Par contre, les résultats de simulation sont convenables avec les comportements prédits par les experts. Un travail complémentaire sur les validations des défauts progressifs serait nécessaire pour montrer l'efficacité de simulateur pour faire des pronostics.

5.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté le modèle de moteur diesel avec des défauts. 29 défauts brusques et 5 défauts progressifs sont considérés. Certains de ces défauts sont validés avec des données expérimentales, les résultats de simulation montrent une bonne précision de simulateur pour simuler l'effet d'un défaut sur les paramètres mesurés du système. Ensuite tous les défauts sont introduits et simulés dans le simulateur pour voir leurs effets sur les différents paramètres. Ces résultats peuvent être utilisés pour le diagnostic et le pronostic.

Chapitre 6

Conclusion et Perspectives

6. Conclusion et Perspectives

Le but de ce travail est de construire un simulateur de moteur Diesel marin. Dans le chapitre 2 nous avons fait une description générale du moteur diesel. Ensuite, dans le chapitre 3, nous avons présenté la modélisation du moteur Diesel par des équations analytiques. Dans le chapitre 4 nous avons fait une recherche bibliographique sur les défauts occurrents dans le moteur diesel. Les modèles du moteur et des défauts sont utilisés dans le chapitre 5, et regroupés pour avoir un simulateur de moteur diesel avec défauts, ou l'on peut utiliser ce simulateur pour voir les effets des pannes sur les paramètres du moteur. Des validations expérimentales de certains défauts sont faites, montrent une bonne efficacité du simulateur dans la prédiction des valeurs des paramètres lors d'occurrence d'un défaut. Ensuite le simulateur est utilisé pour la simulation de défauts présenté dans le chapitre 5.

En global, les chercheurs ne disposent pas de données réelles sur le fonctionnement des moteurs en mode dégradé, et il n'est pas possible d'introduire techniquement des dégradations progressives sur la majeure partie des composants d'un moteur (même en laboratoire). Il est donc nécessaire de développer un simulateur pour étudier le fonctionnement du moteur en mode dégradé. Dans ce travail, un simulateur du moteur diesel marin avec défauts est présenté, le modèle en fonctionnement normal et en fonctionnement avec certains défauts brusques est validé. Les autres défauts ont besoin d'une validation expérimentale si possible. Certains défauts ne peuvent pas être introduits sur le banc d'essai, car ils peuvent causer sa détérioration, pour cela ce simulateur a pour but de simuler ces défauts pour réduire les coûts des essais.

L'analyse de ces défauts a montré que l'effet de différents défauts sur la sortie mesurée du moteur peut être similaire, ce qui est un résultat de l'interaction des sous-systèmes du moteur. Pour cela, ce simulateur a présenté des informations importantes sur le fonctionnement du moteur en mode défaillance puisqu'il donne l'effet des défauts sur tous les paramètres du moteur. Ce processus est beaucoup plus rapide et à faible coût en le comparant avec celui utilisé par plusieurs sociétés. Sans aucun doute, la méthode proposée nécessite plus de développement et d'application sur plusieurs moteurs avant de donner une conclusion générale sur l'efficacité du

simulateur. Il est à noter que l'importance de ce type de simulateur dans le domaine de moteur diesel marin est bien connue.

Une continuité de ce travail est prévue, comprenant des validations complémentaires de fonctionnement en mode défaillant. En plus, ce simulateur présente un bon outil pour faire des études sur les diagnostics de défauts, en se basant sur la redondance analytique. Pour avoir un bon outil pour les diagnostics, les équations comprenant les modèles de défauts brusques sont à développer aussi. En effet, certains défauts ont le même effet sur les différents paramètres du simulateur, ce qui n'est pas convenable pour les diagnostics, donc il faut développer ces modèles d'une manière plus détaillée pour avoir plus de performance concernant son utilisation dans le diagnostic. Ensuite, pour les modèles de défauts progressifs, un travail complémentaire est nécessaire, comprenant l'introduction de tous les défauts progressifs dans le modèle, et l'utilisation de lois de statistiques citées dans le chapitre 4, pour avoir un aspect réaliste du comportement du moteur.

Une autre tâche est aussi à faire, c'est de transformer ce simulateur en un outil commercial, ce qui nécessite de développer les équations sous langage C. En effet, un simulateur du moteur diesel écrit en langage C constitue un outil universel, qui peut être utilisé dans les différents domaines qui intéressent les fabricants des moteurs diesels.

References

- [1] J.-C. Corbel, "An Original Simulation Method for Car Engine Cooling Systems: A Modular System," SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 870713, Jan. 1987.
- [2] X. Chang, E. C. Chiang, and J. H. Johnson, "The Theoretical Development of Vehicle Engine Cooling Airflow Models Using Incompressible Flow Methods," SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 910644, Feb. 1991.
- [3] M. H. Salah, T. H. Mitchell, J. R. Wagner, and D. M. Dawson, "A smart multiple-loop automotive cooling system—model, control, and experimental study," *Mechatron. IEEEASME Trans. On*, vol. 15, no. 1, pp. 117–124, 2010.
- [4] I. K. Yoo, K. Simpson, M. Bell, and S. Majkowski, "An engine coolant temperature model and application for cooling system diagnosis," SAE Technical Paper, 2000.
- [5] F. Peysson, H. Noura, and R. Younes, "Diagnostic de défauts sur un moteur diesel," *CIFA06*, 2006.
- [6] C. De Persis and C. S. Kallesøe, "Proportional and proportional-integral controllers for a nonlinear hydraulic network," in *Proceedings of the 17th IFAC World Congress*, 2008.
- [7] C. De Persis and C. S. Kallesøe, "Pressure regulation in nonlinear hydraulic networks by positive controls," in *Proc. 10th European Control Conference*, 2009, vol. 19, pp. 1371–1383.
- [8] A. Haas, T. Esch, E. Fahl, P. Kreuter, and F. Pischinger, "Optimized design of the lubrication system of modern combustion engines," SAE Technical Paper, 1991.
- [9] S. M. Chun, "Network analysis of an engine lubrication system," *Tribol. Int.*, vol. 36, no. 8, pp. 609–617, 2003.
- [10] G. Stumpp and M. Ricco, "Common rail—an attractive fuel injection system for passenger car DI diesel engines," SAE Technical Paper, 1996.
- [11] V. K. Gupta, Z. Zhang, and Z. Sun, "Modeling and control of a novel pressure regulation mechanism for common rail fuel injection systems," *Appl. Math. Model.*, vol. 35, no. 7, pp. 3473–3483, 2011.
- [12] P. Lino, B. Maione, and A. Rizzo, "Nonlinear modelling and control of a common rail injection system for diesel engines," *Appl. Math. Model.*, vol. 31, no. 9, pp. 1770–1784, 2007.
- [13] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, vol. 930. Mcgraw-hill New York, 1988.
- [14] G. Zito and I. D. Landau, "Narmax model identification of a variable geometry turbocharged diesel engine," in *American Control Conference, 2005. Proceedings of the 2005*, 2005, pp. 1021–1026.
- [15] M. Karlsson, K. Ekholm, F. Strandh, R. Johansson, and P. Tunestål, "Dynamic mapping of diesel engine through system identification," in *American Control Conference (ACC), 2010*, 2010, pp. 3015–3020.
- [16] R. Younes, "Elaboration d'un modèle de connaissance du moteur diésel avec turbocompresseur à géométrie variable en vue de l'optimisation de ses émissions," 1993.
- [17] R. Omran, R. Younes, and J.-C. Champoussin, "Neural networks for real-time nonlinear control of a variable geometry turbocharged diesel engine," *Int. J. Robust Nonlinear Control*, vol. 18, no. 12, pp. 1209–1229, 2008.
- [18] H. Hiroyasu, T. Kadota, and M. Arai, "Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions: Part 1 combustion modeling," *Bull. JSME*, vol. 26, no. 214, pp. 569–575, 1983.
- [19] C. R. Ferguson and A. T. Kirkpatrick, *Internal Combustion Engines Applied Thermo sciences (2001)*. John Wiley & Sons, Inc. New York.
- [20] W. H. Lipkea and A. D. DeJoode, "Direct injection diesel engine soot modeling: formulation and results," SAE Technical Paper, 1994.
- [21] S. H. Mansouri and Y. Bakhshan, "Studies of NO_x, CO, soot formation and oxidation from a direct injection stratified-charge engine using the k- ϵ turbulence model," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Automob. Eng.*, vol. 215, no. 1, pp. 95–104, 2001.
- [22] A. Sakhrieh, E. Abu-Nada, I. Al-Hinti, A. Al-Ghandoor, and B. Akash, "Computational thermodynamic analysis of compression ignition engine," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 3, pp. 299–303,

- 2010.
- [23] I. Wiebe, "Halbempirische formel fur die Verbrennungs-Geschwindigkeit," *Acad. Sci. USSR Mosc.* 1956, 1956.
 - [24] G. Woschni, "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine," SAE Technical paper, 1967.
 - [25] T. Basbous, R. Younes, A. Ilinca, and J. Perron, "Pneumatic hybridization of a diesel engine using compressed air storage for wind-diesel energy generation," *Energy*, vol. 38, no. 1, pp. 264–275, 2012.
 - [26] Y. Khelil, *Analyse des données en vue du diagnostic des moteurs Diesel de grande puissance*. Aix-Marseille, 2013.
 - [27] E. Walter and L. Pronzato, *Identification de modèles paramétriques: à partir de données expérimentales*. Masson, 1994.
 - [28] J.-P. Corriou, *Commande des procédés*. Tec & Doc Lavoisier, 1996.
 - [29] J. Nocedal and S. Wright, *Numerical Optimization*. Springer Science & Business Media, 2006.
 - [30] A. R. Conn, N. I. M. Gould, and P. L. Toint, *Trust Region Methods*. SIAM, 2000.
 - [31] I. Paradis, J. R. Wagner, and E. E. Marotta, "Thermal Periodic Contact of Exhaust Valves," *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 16, no. 3, pp. 356–365, 2002.
 - [32] C. De Persis and C. S. Kallesoe, "Quantized controllers distributed over a network: An industrial case study," in *Control and Automation, 2009. MED'09. 17th Mediterranean Conference on*, 2009, pp. 616–621.
 - [33] R. Omran, "Modélisation du moteur diesel, en vue de sa commande dynamique par réseaux de neurones pour minimiser les émissions," 2007.
 - [34] R. Omran, R. Younes, and J.-C. Champoussin, "Optimal control of a variable geometry turbocharged diesel engine using neural networks: Applications on the ETC test cycle," *Control Syst. Technol. IEEE Trans. On*, vol. 17, no. 2, pp. 380–393, 2009.
 - [35] T. I. Fossen, *Marine control systems: guidance, navigation and control of ships, rigs and underwater vehicles*. Marine Cybernetics, 2002.
 - [36] R. Stone, "Introduction to internal combustion engines," *Gas*, vol. 2012, pp. 05–10, 1999.
 - [37] *JANAF Thermochemical Tables*. 3rd ed. 1985.
 - [38] P. GUIBERT, "Modélisation du cycle moteur Approche zérodimensionnelle," *Tech. Ing. Génie Mécanique*, no. BM2510, 2005.
 - [39] H. O. Hardenberg and F. W. Hase, "An empirical formula for computing the pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct-injection diesel engines," SAE Technical Paper, 1979.
 - [40] P. Roth, S. von Gersum, and T. Takeno, *Turbulence and Molecular Processes in Combustion*. Elsevier, Tokyo, 1993.
 - [41] P. A. Lakshminarayanan, N. Nayak, S. V. Dingare, and A. D. Dani, "Predicting hydrocarbon emissions from direct injection diesel engines," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 124, no. 3, pp. 708–716, 2002.
 - [42] P. Q. Tan, Z. Y. Hu, K. Y. Deng, J. X. Lu, D. M. Lou, and G. Wan, "Particulate matter emission modelling based on soot and SOF from direct injection diesel engines," *Energy Convers. Manag.*, vol. 48, no. 2, pp. 510–518, 2007.
 - [43] C. Nohra, H. Noura, and R. Younes, "A linear approach with μ -analysis control adaptation for a complete-model diesel-engine diagnosis," in *Control and Decision Conference, 2009. CCDC'09. Chinese*, 2009, pp. 5415–5420.
 - [44] A. Patil, G. Datar, and A. Kolhe, "CRANKSHAFT FAILURE DUE TO FATIGUE—A," 2014.
 - [45] N. K. Raghuwanshi, A. Pandey, and R. K. Mandloi, "Failure analysis of internal combustion engine valves: A review," *Int. J. Innov. Res. Sci. Eng. Technol.*, vol. 1, no. 2, pp. 173–181, 2012.
 - [46] L. Zhang, Z. Wang, and S. Zhao, "Short-term fault prediction of mechanical rotating parts on the basis of fuzzy-grey optimising method," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 21, no. 2, pp. 856–865, 2007.
 - [47] W. M. Needelman and P. V. Madhavan, "Review of lubricant contamination and diesel engine wear," SAE Technical Paper, 1988.
 - [48] A. Heng, S. Zhang, A. C. Tan, and J. Mathew, "Rotating machinery prognostics: State of the art, challenges and opportunities," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 23, no. 3, pp. 724–739, 2009.
 - [49] R. C. Singh, R. Lal, M. S. Ranganath, and R. Chaudhary, "Failure of Piston in IC Engines: A Review."

- [50] C. D. Rakopoulos and E. G. Giakoumis, "Prediction of friction development during transient diesel engine operation using a detailed model," *Int. J. Veh. Des.*, vol. 44, no. 1, pp. 143–166, 2007.
- [51] S. M. Chun, "Simulation of engine life time related with abnormal oil consumption," *Tribol. Int.*, vol. 44, no. 4, pp. 426–436, 2011.
- [52] G.-T. Yan and G.-F. Ma, "Fault diagnosis of diesel engine combustion system based on neural networks," in *Machine Learning and Cybernetics, 2004. Proceedings of 2004 International Conference on*, 2004, vol. 5, pp. 3111–3114.
- [53] R. Tafreshi, H. Ahmadi, F. Sassani, and G. Dumont, "Informative wavelet algorithm in diesel engine diagnosis," in *IEEE international symposium on intelligent control*, 2002, pp. 361–366.
- [54] Y. He and L. Feng, "Diesel fuel injection system faults diagnosis based on fuzzy injection pressure pattern recognition," in *Intelligent Control and Automation, 2004. WCICA 2004. Fifth World Congress on*, 2004, vol. 2, pp. 1654–1657.
- [55] K. B. Goh, S. K. Spurgeon, and N. B. Jones, "Fault diagnostics using sliding mode techniques," *Control Eng. Pract.*, vol. 10, no. 2, pp. 207–217, 2002.
- [56] M. Lapuerta, O. Armas, and J. J. Hernández, "Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 19, no. 5, pp. 513–529, 1999.
- [57] M. Nyberg and T. Stutte, "Model based diagnosis of the air path of an automotive diesel engine," *Control Eng. Pract.*, vol. 12, no. 5, pp. 513–525, 2004.
- [58] T. Terano, "Trouble diagnosis system of marine engine-its system analysis," *Ship Oper. Autom.*, 1976.
- [59] P. S. Fredriksen, "Advanced condition monitoring system based on microprocessor components," in *Symposium on Ship Operation Automation, Washington, DC*, 1976.
- [60] J. Holtrop and G. G. J. Mennen, "A statistical power prediction method," *Int. Shipbuild. Prog.*, vol. 25, no. 290, 1978.
- [61] B. Inozu and A. N. Perakis, "Statistical analysis of failure time distributions for Great Lakes marine diesels using censored data," *J. Ship Res.*, vol. 35, no. 1, pp. 73–82, 1991.
- [62] N. P. KYRTATOS, "A microcomputer based diesel engine simulator for advanced ship propulsion monitoring and control systems," *Nav. Eng. J.*, vol. 101, no. 1, pp. 66–72, 1989.
- [63] A. N. Perakis and B. Inozu, "Reliability analysis of great lakes marine diesels: state of the art and current modeling," *Mar. Technol. Soc. J.*, vol. 27, no. 4, 1990.
- [64] D. A. Kouremenos, D. T. Hountalas, and P. N. Kotsiopoulos, "Development of a thermodynamic method for diagnosis and tuning of diesel engines and its application on marine engines," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, vol. 209, no. 2, pp. 125–139, 1995.
- [65] D. A. Kouremenos and D. T. Hountalas, "Diagnosis and condition monitoring of medium-speed marine diesel engines," *Tribotest*, vol. 4, no. 1, pp. 63–91, 1997.
- [66] D. T. Hountalas and A. D. Kouremenos, "Development of a fast and simple simulation model for the fuel injection system of diesel engines," *Adv. Eng. Softw.*, vol. 29, no. 1, pp. 13–28, 1998.
- [67] D. T. Hountalas, "Prediction of marine diesel engine performance under fault conditions," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20, no. 18, pp. 1753–1783, 2000.
- [68] N. B. Jones and Y.-H. Li, "A review of condition monitoring and fault diagnosis for diesel engines," *Tribotest*, vol. 6, no. 3, pp. 267–291, 2000.
- [69] P. Chesse, D. Chalet, X. Tauzia, J. F. Hetet, and B. Inozu, "Real-time performance simulation of marine diesel engines for the training of navy crews," *Mar. Technol.*, vol. 41, no. 3, pp. 95–101, 2004.
- [70] T. Kenull, G. Kosyna, and P. U. Thamsen, "Diagnostics of submersible motor pumps by non-stationary signals in motor current," in *ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 1997, vol. 11.
- [71] S. Perovic, P. J. Unsworth, and E. H. Higham, "Fuzzy logic system to detect pump faults from motor current spectra," in *Industry Applications Conference, 2001. Thirty-Sixth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2001 IEEE*, 2001, vol. 1, pp. 274–280.
- [72] A. Wolfram, D. Fussel, T. Brune, and R. Isermann, "Component-based multi-model approach for fault detection and diagnosis of a centrifugal pump," in *American Control Conference, 2001. Proceedings of the 2001*, 2001, vol. 6, pp. 4443–4448.
- [73] T. Daltan, R. J. Patton, and J. Chen, "An application of eigenstructure assignment to robust residual design for FDI," 1996.

- [74] C. S. Kallesoe, R. Izaili-Zamanabadi, H. Rasmussen, and V. Cocquempot, "Model based fault diagnosis in a centrifugal pump application using structural analysis," in *Control Applications, 2004. Proceedings of the 2004 IEEE International Conference on*, 2004, vol. 2, pp. 1229–1235.
- [75] S. M. Chun, "A basic study on piston-ring pack," *J. KSTLE*, vol. 21, no. 2, pp. 83–92, 2005.
- [76] S.-M. Chun, "A Study on Friction Reduction Related with the Piston Ring Pack with Thinner Width Ring and Lower Tension Ring," *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, vol. 25, no. 5, 2009.
- [77] S. M. Chun, "A study on engine oil consumption," *J. KSTLE*, vol. 21, no. 6, pp. 296–301, 2005.
- [78] S.-M. Chun, "A Study on Oil Consumption Related with the Piston Ring Pack with Thinner Ring Width and Lower Ring Tension," *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, vol. 25, no. 5, 2009.
- [79] S.-M. Chun, "A study on ring face and groove wear during engine durability test," *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, vol. 22, no. 4, 2006.
- [80] S.-M. Chun, "A study on cylinder bore wear during engine durability test.," *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, vol. 22, no. 3, 2006.
- [81] M. Basseville, I. V. Nikiforov, and others, *Detection of abrupt changes: theory and application*, vol. 104. Prentice Hall Englewood Cliffs, 1993.
- [82] R. Isermann, "Supervision, fault-detection and fault-diagnosis methods—an introduction," *Control Eng. Pract.*, vol. 5, no. 5, pp. 639–652, 1997.
- [83] G. J. Ducard, *Fault-tolerant flight control and guidance systems: Practical methods for small unmanned aerial vehicles*. Springer Science & Business Media, 2009.
- [84] M. Blanke and J. Schröder, *Diagnosis and fault-tolerant control*, vol. 691. Springer, 2006.
- [85] E. Sobhani-Tehrani and K. Khorasani, *Fault Diagnosis of Nonlinear Systems Using a Hybrid Approach*, vol. 383. Boston, MA: Springer US, 2009.
- [86] J. D. Boskovic and R. K. Mehra, "Stable adaptive multiple model-based control design for accommodation of sensor failures," in *Proceedings of the American Control Conference*, 2002, pp. 2046–2051.
- [87] G. J. J. Oskam, K. Visser, D. Stapersma, TU Delft: Mechanical, Maritime and Materials Engineering: Mechanical Engineering, and TU Delft, Delft University of Technology, "Optimizing diesel engine condition monitoring: Research on diagnostic representation techniques based on in-cylinder pressure measurement." 20-Jan-2014.
- [88] H. M. Nahim, R. Younes, C. Nohra, and M. Ouladsine, "Complete modeling for systems of a marine diesel engine," *J. Mar. Sci. Appl.*, vol. 14, no. 1, pp. 93–104, Jan. 2015.
- [89] V. Krishnaswami, G.-Luh, and G. Rizzoni, "Nonlinear parity equation based residual generation for diagnosis of automotive engine faults," *Control Eng. Pract.*, vol. 3, no. 10, pp. 1385–1392, 1995.
- [90] M. Gunnarsson, "Parameter estimation for fault diagnosis of an automotive engine using extended Kalman filters," *Masters Thesis Linköping Univ. SE-581*, vol. 83, 2001.
- [91] Z. Sabeh, J. Ragot, and F. Kratz, "Structured hypothesis tests based diagnosis: application to a common rail diesel injection system," in *International Mediterranean Modeling Multiconference, I3M 2004*, 2004, p. CDROM.
- [92] A. Berton, E. Frisk, and M. Nyberg, "Improving diagnosis performances on a truck engine making use of statistical charts," in *Proceedings of the IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, 2004.
- [93] F. Kimmich, A. Schwarte, and R. Isermann, "Fault detection for modern Diesel engines using signal- and process model-based methods," *Control Eng. Pract.*, vol. 13, no. 2, pp. 189–203, 2005.
- [94] R. Ceccarelli, C. Canudas-de-Wit, P. Moulin, and A. Sciarretta, "Model-based adaptive observers for intake leakage detection in diesel engines," in *American Control Conference, 2009. ACC'09.*, 2009, pp. 1128–1133.
- [95] G. Benvenuto and U. Campora, "Performance prediction of a faulty marine diesel engine under different governor settings," in *Proceedings, The 2th International Conference on Marine Research And Transportation, June, 2007*, pp. 22–30.
- [96] F. Tu *et al.*, "PHM integration with maintenance and inventory management systems," in *Aerospace Conference, 2007 IEEE*, 2007, pp. 1–12.
- [97] M. Abbas, A. A. Ferri, M. E. Orchard, and G. J. Vachtsevanos, "An intelligent diagnostic/prognostic framework for automotive electrical systems," in *Intelligent Vehicles Symposium, 2007 IEEE*, 2007, pp. 352–357.

- [98] Y. Li, S. Billington, C. Zhang, T. Kurfess, S. Danyluk, and S. Liang, "Adaptive prognostics for rolling element bearing condition," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 13, no. 1, pp. 103–113, 1999.
- [99] Y. Li, T. R. Kurfess, and S. Y. Liang, "Stochastic prognostics for rolling element bearings," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 14, no. 5, pp. 747–762, 2000.
- [100] M. Watson, C. Byington, D. Edwards, and S. Amin, "Dynamic modeling and wear-based remaining useful life prediction of high power clutch systems," *Tribol. Trans.*, vol. 48, no. 2, pp. 208–217, 2005.
- [101] M. Luo *et al.*, "Model-based fault diagnosis/prognosis for wheeled mobile robots: a review," in *Industrial Electronics Society, 2005. IECON 2005. 31st Annual Conference of IEEE*, 2005, p. 6–pp.
- [102] M. Schwabacher and K. Goebel, "A survey of artificial intelligence for prognostics," in *Aaai fall symposium*, 2007, pp. 107–114.
- [103] G. Vachtsevanos and P. Wang, "Fault prognosis using dynamic wavelet neural networks," in *AUTOTESTCON Proceedings, 2001. IEEE Systems Readiness Technology Conference*, 2001, pp. 857–870.
- [104] R. Huang, L. Xi, X. Li, C. R. Liu, H. Qiu, and J. Lee, "Residual life predictions for ball bearings based on self-organizing map and back propagation neural network methods," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 21, no. 1, pp. 193–207, 2007.
- [105] W. Q. Wang, M. F. Golnaraghi, and F. Ismail, "Prognosis of machine health condition using neuro-fuzzy systems," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 18, no. 4, pp. 813–831, 2004.
- [106] E. R. Brown, E.-E. Moore, N. N. McCollom, and A. Hess, "Prognostics and health management a data-driven approach to supporting the F-35 lightning II," in *Aerospace Conference, 2007 IEEE*, 2007, pp. 1–12.
- [107] C. J. Lu and W. O. Meeker, "Using degradation measures to estimate a time-to-failure distribution," *Technometrics*, vol. 35, no. 2, pp. 161–174, 1993.
- [108] W. J. Padgett and M. A. Tomlinson, "Inference from accelerated degradation and failure data based on Gaussian process models," *Lifetime Data Anal.*, vol. 10, no. 2, pp. 191–206, 2004.
- [109] N. Z. Gebraeel, M. A. Lawley, R. Li, and J. K. Ryan, "Residual-life distributions from component degradation signals: A Bayesian approach," *IIE Trans.*, vol. 37, no. 6, pp. 543–557, 2005.
- [110] N. Gebraeel, "Sensory-updated residual life distributions for components with exponential degradation patterns," *Autom. Sci. Eng. IEEE Trans. On*, vol. 3, no. 4, pp. 382–393, 2006.
- [111] C. Park and W. J. Padgett, "Stochastic degradation models with several accelerating variables," *Reliab. IEEE Trans. On*, vol. 55, no. 2, pp. 379–390, 2006.
- [112] M. F. Khanh Le Son, "Remaining useful life estimation based on stochastic deterioration models: A comparative study," *Reliab. Eng. Amp Syst. Saf.*, vol. 112, pp. 165–175, 2013.
- [113] J. P. Kharoufeh and S. M. Cox, "Stochastic models for degradation-based reliability," *IIE Trans.*, vol. 37, no. 6, pp. 533–542, 2005.
- [114] R. R. Zhou, N. Serban, N. Gebraeel, and others, "Degradation modeling applied to residual lifetime prediction using functional data analysis," *Ann. Appl. Stat.*, vol. 5, no. 2B, pp. 1586–1610, 2011.
- [115] W. Q. Meeker, L. A. Escobar, and V. Chan, "Using accelerated tests to predict service life in highly-variable environments," *Proc. Int. Stat. Inst. Finl.*, 1999.
- [116] J. L. Bogdanoff and F. Kozin, *Probabilistic models of cumulative damage*. John Wiley & Sons, 1985.
- [117] K. A. Doksum and A. Hbyland, "Models for Variable-Stress Accelerated Life Testing Experiments Based on Wener Processes and the Inverse Gaussian Distribution," *Technometrics*, vol. 34, no. 1, pp. 74–82, 1992.
- [118] L. I. Pettit and K. D. S. Young, "Bayesian analysis for inverse Gaussian lifetime data with measures of degradation," *J. Stat. Comput. Simul.*, vol. 63, no. 3, pp. 217–234, 1999.
- [119] F. O. Heimes, "Recurrent neural networks for remaining useful life estimation," in *International Conference on Prognostics and Health Management, 2008. PHM 2008*, 2008, pp. 1–6.
- [120] L. Peel, "Data driven prognostics using a Kalman filter ensemble of neural network models," in *International Conference on Prognostics and Health Management, 2008. PHM 2008*, 2008, pp. 1–6.
- [121] R. B. Chinnam and P. Mohan, "Online reliability estimation of physical systems using neural networks and wavelets," *Int. J. Smart Eng. Syst. Des.*, vol. 4, no. 4, pp. 253–264, 2002.
- [122] W. Q. Meeker and L. A. Escobar, *Statistical methods for reliability data*. John Wiley & Sons, 2014.
- [123] K. T. Gillen and M. Celina, "The wear-out approach for predicting the remaining lifetime of materials,"

- Polym. Degrad. Stab.*, vol. 71, no. 1, pp. 15–30, 2000.
- [124] H. Guo, A. Gerokostopoulos, H. Liao, and P. Niu, “Modeling and analysis for degradation with an initiation time,” in *Reliability and Maintainability Symposium (RAMS), 2013 Proceedings - Annual*, 2013, pp. 1–6.
 - [125] D. Q. Kern and R. E. Seaton, “A theoretical analysis of thermal surface fouling,” *Br. Chem. Eng.*, vol. 4, no. 5, pp. 258–262, 1959.
 - [126] S. M. Peyghambarzadeh, A. Vatani, and M. Jamialahmadi, “Application of asymptotic model for the prediction of fouling rate of calcium sulfate under subcooled flow boiling,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 39, pp. 105–113, 2012.
 - [127] T. Ardsomang, J. W. Hines, and B. R. Upadhyaya, “Heat Exchanger Fouling and Estimation of Remaining Useful Life,” in *Annual Conference of Prognostics and Health Management Society*, 2013.
 - [128] S. M. Zubair, A. K. Sheikh, M. O. Budair, and M. A. Badar, “A maintenance strategy for heat transfer equipment subject to fouling: A probabilistic approach,” *J. Heat Transf.*, vol. 119, no. 3, pp. 575–580, 1997.
 - [129] L. Yong and C. Zuqing, “Concept and measurement of cleanness in steam condenser,” *Turbine Technol.*, vol. 37, no. 2, pp. 73–76, 1995.
 - [130] S. Lalot, O. P. Palsson, G. R. Jonsson, and B. Desmet, “Comparison of neural networks and Kalman filters performances for fouling detection in a heat exchanger,” *Int. J. Heat Exch.*, vol. 8, no. 1, p. 151, 2007.
 - [131] E. Teruel, C. Cortes, L. I. Diez, and I. Arauzo, “Monitoring and prediction of fouling in coal-fired utility boilers using neural networks,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 60, no. 18, pp. 5035–5048, 2005.
 - [132] L. Sun, R. Saqi, and H. Xie, “Research on the fouling prediction of heat exchanger based on relevance vector machine,” in *Intelligent Control and Automation (WCICA), 2010 8th World Congress on*, 2010, pp. 3246–3249.
 - [133] E. Wallhäusler, W. B. Hussein, M. A. Hussein, J. Hinrichs, and T. M. Becker, “On the usage of acoustic properties combined with an artificial neural network—A new approach of determining presence of dairy fouling,” *J. Food Eng.*, vol. 103, no. 4, pp. 449–456, 2011.
 - [134] E. Nebot, J. F. Casanueva, T. Casanueva, and D. Sales, “Model for fouling deposition on power plant steam condensers cooled with seawater: Effect of water velocity and tube material,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 17, pp. 3351–3358, 2007.
 - [135] Z. Ying and W. Y. Nan, “Prediction of condenser fouling based on locally weighted partial least squares regression algorithm,” *Chin. J. Sci. Instrum.*, vol. 2, p. 013, 2010.
 - [136] S. Fan and Q. Zhong, “Prediction of Fouling in Condenser Based on Fuzzy Stage Identification and Chebyshev Neural Network,” *Meas. Sci. Rev.*, vol. 13, no. 2, pp. 94–99, 2013.
 - [137] J. Aminian and S. Shahhosseini, “Evaluation of ANN modeling for prediction of crude oil fouling behavior,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 28, no. 7, pp. 668–674, 2008.
 - [138] J. Aminian and S. Shahhosseini, “Neuro-based formulation to predict fouling threshold in crude preheaters,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 36, no. 5, pp. 525–531, 2009.
 - [139] V. R. Radhakrishnan *et al.*, “Heat exchanger fouling model and preventive maintenance scheduling tool,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 17, pp. 2791–2802, 2007.
 - [140] A. Mirsadraee and M. R. Malayeri, “PREDICTION OF FOULING IN EGR COOLERS WITH RADIAL BASIS FUNCTION NEURAL NETWORKS,” 2013.
 - [141] F. Brahim, W. Augustin, and M. Bohnet, “Numerical simulation of the fouling process,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 42, no. 3, pp. 323–334, 2003.
 - [142] P. Walker and R. Sheikholeslami, “Assessment of the effect of velocity and residence time in CaSO₄ precipitating flow reaction,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 58, no. 16, pp. 3807–3816, Aug. 2003.
 - [143] J. Zhang and A. Li, “CFD simulation of particle deposition in a horizontal turbulent duct flow,” *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 86, no. 1, pp. 95–106, 2008.
 - [144] J. Zhang, A. Li, and D. Li, “Modeling deposition of particles in typical horizontal ventilation duct flows,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 12, pp. 3672–3683, 2008.
 - [145] C. B. Panchal, “Fouling mitigation in the petroleum industry: where do we go from here,” in *Proceedings of Engineering Foundation Conference on Fouling Mitigation in Industrial Heat Exchangers*, 1995.

- [146] P. Davis, S. Burn, M. Moglia, and S. Gould, "A physical probabilistic model to predict failure rates in buried PVC pipelines," *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, vol. 92, no. 9, pp. 1258–1266, 2007.
- [147] B. Rajani and Y. Kleiner, "Comprehensive review of structural deterioration of water mains: physically based models," *Urban Water*, vol. 3, no. 3, pp. 151–164, 2001.
- [148] N. S. W. C. NSW, *Handbook of reliability prediction procedures for mechanical equipment*. Carderock Division. Logistics Engineering Technology Branch, NSW-10, 2010.
- [149] L. Berardi, Z. Kapelan, O. Giustolisi, and D. Savic, "Development of pipe deterioration models for water distribution systems using EPR," *J. Hydroinformatics*, vol. 10, no. 2, pp. 113–126, 2008.
- [150] Y. Kleiner and B. Rajani, "Comprehensive review of structural deterioration of water mains: statistical models," *Urban Water*, vol. 3, no. 3, pp. 131–150, 2001.
- [151] A. J. Kettler and I. C. Goulter, "An analysis of pipe breakage in urban water distribution networks," *Can. J. Civ. Eng.*, vol. 12, no. 2, pp. 286–293, 1985.
- [152] C. D. D. H. Uri Shamir, "An Analytic Approach to Scheduling Pipe Replacement," *J. Am. Water Works Assoc. - J AMER WATER WORK ASSN*, vol. 71, no. 5, pp. 248–258, 1979.
- [153] T. M. Walski and A. Pelliccia, "Economic analysis of water main breaks," *J. Am. Water Works Assoc.*, vol. 74, no. 3, pp. 140–147, Mar. 1982.
- [154] D. H. Marks, L. A. Jeffrey, and others, "Predicting urban water distribution maintenance strategies: a case study of New Haven, Connecticut," 1985.
- [155] P. Eisenbeis, J. Rostum, and Y. Le Gat, "Statistical models for assessing the technical state of water networks—Some European experiences," in *Proceedings of the AWWA Annual Conference*, 1999.
- [156] J. Lei and S. S. S. egrov, "Statistical approach for describing failures and lifetimes of water mains," *Water Sci. Technol.*, vol. 38, no. 6, pp. 209–217, 1998.
- [157] T. Watson, C. Christian, A. Mason, M. Smith, and R. Meyer, "Bayesian-based pipe failure model," *J. Hydroinformatics*, vol. 6, pp. 259–264, 2004.
- [158] S. Yamijala, S. D. Guikema, and K. Brumbelow, "Statistical models for the analysis of water distribution system pipe break data," *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, vol. 94, no. 2, pp. 282–293, 2009.
- [159] Q. W. Chen, J. H. Qu, R. P. Liu, and W. F. Li, "Rule-based model for aging-induced leakage from water supply pipe network in Beijing city," *China Water Wastewater*, vol. 24, no. 11, pp. 52–56, 2008.
- [160] A. Debón, A. Carrión, E. Cabrera, and H. Solano, "Comparing risk of failure models in water supply networks using ROC curves," *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, vol. 95, no. 1, pp. 43–48, 2010.
- [161] M. Moglia, P. Davis, and S. Burn, "Strong exploration of a cast iron pipe failure model," *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, vol. 93, no. 6, pp. 885–896, 2008.
- [162] R. Sadiq, B. Rajani, and Y. Kleiner, "Probabilistic risk analysis of corrosion associated failures in cast iron water mains," *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, vol. 86, no. 1, pp. 1–10, 2004.
- [163] Q. Xu, Q. Chen, and W. Li, "Application of genetic programming to modeling pipe failures in water distribution systems," *J. Hydroinformatics*, vol. 13, no. 3, pp. 419–428, 2011.
- [164] D. Savic, O. Giustolisi, and D. Laucelli, "Asset deterioration analysis using multi-utility data and multi-objective data mining," *J. Hydroinformatics*, vol. 11, no. 3–4, pp. 211–224, 2009.
- [165] D. Savic, O. Giustolisi, L. Berardi, W. Shepherd, S. Djordjevic, and A. Saul, "Modelling sewer failure by evolutionary computing," *Proc. ICE-Water Manag.*, vol. 159, no. 2, pp. 111–118, 2006.
- [166] K. Jing and Z. Zhi-Hong, "Time prediction model for pipeline leakage based on grey relational analysis," *Phys. Procedia*, vol. 25, pp. 2019–2024, 2012.
- [167] J. P. P. Gomes, B. P. Leão, W. O. Vianna, R. K. Galvão, and T. Yoneyama, "Failure prognostics of a hydraulic pump using Kalman filter," in *Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society*, 2012.
- [168] Z. Li, Q. Zhou, J. Tang, J. Wang, and Q. An, "Load Calculation and Life Prediction for Auto Water Pump Bearing," *J. Tribol.*, vol. 134, no. 4, 2012.
- [169] S. Krüger, N. Martin, and P. Dupont, "Assessment of Wear Erosion in Pump Impellers."
- [170] J. F. Gülich, *Centrifugal pumps*. Springer, 2008.
- [171] Z. Tian, "An artificial neural network method for remaining useful life prediction of equipment subject to condition monitoring," *J. Intell. Manuf.*, vol. 23, no. 2, pp. 227–237, 2012.
- [172] K. M. Hancock and Q. Zhang, "A hybrid approach to hydraulic vane pump condition monitoring and fault detection," *Trans. ASABE*, vol. 49, no. 4, pp. 1203–1211, 2006.

- [173] Z. Tian, "An artificial neural network approach for remaining useful life prediction of equipments subject to condition monitoring," in *8th International Conference on Reliability, Maintainability and Safety, 2009. ICRMS 2009*, 2009, pp. 143–148.
- [174] E. Bechhoefer, S. Clark, and D. He, "A state-space model for vibration based prognostics," in *Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society*, 2010, pp. 10–16.
- [175] S. Hattori and M. Kishimoto, "Prediction of cavitation erosion on stainless steel components in centrifugal pumps," *Wear*, vol. 265, no. 11, pp. 1870–1874, 2008.
- [176] R. H. Frith and W. Scott, "Wear in external gear pumps: a simplified model," *Wear*, vol. 172, no. 2, pp. 121–126, 1994.
- [177] Q. Zhang, C. Hua, and G. Xu, "A mixture Weibull proportional hazard model for mechanical system failure prediction utilising lifetime and monitoring data," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 43, no. 1, pp. 103–112, 2014.
- [178] J. M. K B Goode, "Plant machinery working life prediction method utilizing reliability and condition-monitoring data," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part E-J. Process Mech. Eng. - PROC INST MECH ENG E-J P M E*, vol. 214, no. 2, pp. 109–122, 2000.
- [179] J. M. Hammond, R. M. Lec, X. J. Zhang, D. G. Libby, and L. A. Prager, "An acoustic automotive engine oil quality sensor," in *Frequency Control Symposium, 1997., Proceedings of the 1997 IEEE International*, 1997, pp. 72–80.
- [180] B. Jakoby, M. Scherer, M. Buskies, and H. Eisenschmid, "An automotive engine oil viscosity sensor," *IEEE Sens. J.*, vol. 3, no. 5, pp. 562–568, Oct. 2003.
- [181] S. Jagannathan and G. V. S. Raju, "Remaining useful life prediction of automotive engine oils using MEMS technologies," in *American Control Conference, 2000. Proceedings of the 2000*, 2000, vol. 5, pp. 3511–3512.
- [182] H.-B. Jun, D. Kiritsis, M. Gambera, and P. Xirouchakis, "Predictive algorithm to determine the suitable time to change automotive engine oil," *Comput. Ind. Eng.*, vol. 51, no. 4, pp. 671–683, 2006.
- [183] Y. Liu, X. Cao, C. Qian, J. Su, H. Li, and L. Gu, "Engine lubricant warning system based on the dielectric constant," in *Electronic Measurement & Instruments, 2009. ICEMI'09. 9th International Conference on*, 2009, pp. 1–205.
- [184] G. W. Stachowiak and A. W. Batchelor, "Physical properties of lubricants," *Eng. Tribol.*, pp. 11–50, 2006.
- [185] T. Sawatari, M. Nakamura, and T. Sugiura, *Automotive engine oil monitoring system*. Google Patents, 1987.
- [186] D. P. Hault and B. T. Shaw, "The Puddle Theory of Oil Consumption\copyright," *Tribol. Trans.*, vol. 37, no. 1, pp. 75–82, 1994.
- [187] H.-B. Jun, F. L. Conte, D. Kiritsis, and P. Xirouchakis, "A predictive algorithm for estimating the quality of vehicle engine oil," *Int. J. Ind. Eng. Theory Appl. Pract.*, vol. 15, no. 4, pp. 386–396, 2008.
- [188] A. C. C. T. Hack-Eun Kim, "Bearing fault prognosis based on health state probability estimation," *Expert Syst Appl*, vol. 39, pp. 5200–5213, 2012.
- [189] J. H. Rumbarger, *A Fatigue Life and Reliability Model for Gears*. American Gear Manufacturers Association, 1972.
- [190] W. Yiling, C. Geng, J. Guijin, and W. Yilling, "Wear prediction for unlubricated piston rings," *Wear*, vol. 135, no. 2, pp. 227–235, 1990.
- [191] S. C. TUNG and Y. HUANG, "Modeling of Abrasive Wear in a Piston Ring and Engine Cylinder Bore System\copyright," *Tribol. Trans.*, vol. 47, no. 1, pp. 17–22, 2004.
- [192] M. Priest, D. Dowson, and C. M. Taylor, "Predictive wear modelling of lubricated piston rings in a diesel engine," *Wear*, vol. 231, no. 1, pp. 89–101, 1999.
- [193] Y. Chung, S. M. Chun, S. I. Kim, and L. J. Brombolich, "Adhesive wear model of piston ring for a diesel engine," in *Proceedings on 1994 KSAE Fall Conference, KSAE*, 1994, vol. 943885, pp. 56–67.
- [194] D. Park, M. Kolivand, and A. Kahraman, "Prediction of surface wear of hypoid gears using a semi-analytical contact model," *Mech. Mach. Theory*, vol. 52, pp. 180–194, Jun. 2012.
- [195] C. J. Li and H. Lee, "Gear fatigue crack prognosis using embedded model, gear dynamic model and fracture mechanics," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 19, no. 4, pp. 836–846, 2005.
- [196] C. S. Byington, M. J. Roemer, and T. Galie, "Prognostic enhancements to diagnostic systems for

- improved condition-based maintenance [military aircraft],” in *Aerospace Conference Proceedings, 2002. IEEE*, 2002, vol. 6, pp. 6–2815.
- [197] F. J. Salvador, J. Martínez-López, M. Caballer, and C. De Alfonso, “Study of the influence of the needle lift on the internal flow and cavitation phenomenon in diesel injector nozzles by CFD using RANS methods,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 66, pp. 246–256, 2013.
 - [198] A. Beheshti and M. M. Khonsari, “An engineering approach for the prediction of wear in mixed lubricated contacts,” *Wear*, vol. 308, no. 1, pp. 121–131, 2013.
 - [199] N. Nayak, P. A. Lakshminarayanan, M. G. Babu, and A. D. Dani, “Predictions of cam follower wear in diesel engines,” *Wear*, vol. 260, no. 1, pp. 181–192, 2006.
 - [200] D. Bocchetti, M. Giorgio, M. Guida, and G. Pulcini, “A competing risk model for the reliability of cylinder liners in marine diesel engines,” *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, vol. 94, no. 8, pp. 1299–1307, 2009.
 - [201] W. G. Sawyer, “Wear predictions for a simple-cam including the coupled evolution of wear and load,” *Lubr Eng*, vol. 57, no. 9, pp. 31–36, 2001.
 - [202] J. Lee, F. Wu, W. Zhao, M. Ghaffari, L. Liao, and D. Siegel, “Prognostics and health management design for rotary machinery systems—Reviews, methodology and applications,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 42, no. 1, pp. 314–334, 2014.
 - [203] P. Bauer, H. GLICKMAN, and F. IMATSUKI, “ANALYTICAL TECHNIQUES FOR THE DESIGN OF SEALS FOR USE IN ROCKET PROPULSION SYSTEMS, VOL. 11,” *Dyn. SEALS AFRPL-TR-65-61 ITT Res. Inst. Chic. Ill.*, 1965.
 - [204] L. L. Ting and J. E. Mayer, “Piston ring lubrication and cylinder bore wear analysis, Part I—Theory,” *J. Tribol.*, vol. 96, no. 3, pp. 305–313, 1974.
 - [205] G. W. Howell and T. M. Weathers, “Aerospace Fluid Component Designers’ Handbook. Volume I, Revision D,” DTIC Document, 1970.
 - [206] C. J. Hubert, J. W. Beck, and J. H. Johnson, “A model and the methodology for determining wear particle generation rate and filter efficiency in a diesel engine using ferrography,” *Wear*, vol. 90, no. 2, pp. 335–379, 1983.
 - [207] H. M. Nahim, R. Younes, H. Shraim, and M. Ouladsine, “Oriented review to potential simulator for faults modeling in diesel engine,” *J. Mar. Sci. Technol.*, pp. 1–19, Dec. 2015.
 - [208] R. S. Benson and N. D. Whitehouse, *Internal combustion engines: a detailed introduction to the thermodynamics of spark and compression ignition engines, their design and development*, vol. 1. Elsevier, 2013.
 - [209] R. Collacott, *Mechanical fault diagnosis and condition monitoring*. Springer Science & Business Media, 2012.

Annexe A : Caractéristiques du moteur 6M26SR (PROJET BMCI)[26]

Service P1 de 100 à 450 ch entre 1200 et 1800 tr/ mn

REF. IC 203-P1/F - 01/06/2006

CARACTERISTIQUES

Moteur diesel 4 temps, injection directe, suralimenté, avec refroidissement de l'air de suralimentation.

Alésage et course (mm)	150 x 150
Nombre de cylindres	6 en ligne
Cylindrée totale (dm ³)	15,9
Rapport de compression	14/ 1
Nombre de soupapes par cylindre	4
Sens de rotation selon Norme ISO 1204	SIH
Régime de ralenti (min-1)	650
Masse sans eau ni huile (kg)	1870
Carter volant	SMB ou SAE 1
Volant	SAE 14"

Homologué IMO



DESRIPTIF TECHNIQUE

Bloccylindre en fonte, fortement nervuré, avec entablement renforcé

Chapeaux de paliers semi-encastés, à fixation verticale
Une porte de visite par cylindre permettant un accès facile à l'embellage

Chemises en fonte, de type humide, très rigides

Culasses individuelles à larges sections de circulation d'eau assurant un refroidissement accru en particulier au niveau de la gaine de porte injecteur en cuivre

Fixation des culasses assurée en 8 points par une visserie haute résistance avec rondelles à appui sphérique sur les vis situées entre 2 culasses

4 soupapes par culasse, à tête épaisse en acier spécial, avec guides et sièges rapportés, et rotateurs sur soupapes d'échappement

Vilebrequin en acier spécial, matricé, traité, avec tourillons, manetons et congés de raccordement durcis par induction

Arbre à cames avec profil de cames polynomial

Distribution par pignons à denture hélicoïdale, en acier cémenté, trempé, rectifié

Bielles en acier au chrome - molybdène

Pistons en alliage léger avec refroidissement par jet d'huile continu à partir de gicleurs fixes assurant également la lubrification des bagues de pied de bielle

Segmentation haute performance

Echangeur de température eau douce/eau de mer avec boîte à eau et thermostats de régulation incorporés (Adaptation pour refroidissement par échangeur de coque en option avec thermostats de régulation incorporés)

Pompe centrifuge de circulation du liquide de refroidissement en fonte, entraînée mécaniquement

Pompe de circulation d'eau de mer en bronze entraînée mécaniquement

Batterie de deux filtres à huile à cartouches vissées plein débit

Filtre à huile centrifuge en dérivation à cartouche jetable

Refroidisseur d'huile à plaques sur circuit de liquide de refroidissement moteur

Pompe d'injection monobloc en ligne avec régulateur mécanique "toutes vitesses" incorporé

Collecteur d'échappement refroidi par le liquide de refroidissement

Turbo-compresseur à haut rendement, avec carter de turbine refroidi par le liquide de refroidissement

Refroidisseur d'air de suralimentation haute efficacité à double flux

6 M26 SR

Service P1

DEFINITION PUISSANCE

Norme ISO 3046/1 - 1995 (F)

Conditions de référence

Température ambiante : 25 ° C
Pression barométrique : 100 kPa
Humidité relative : 30 %
Température eau de mer : 25 ° C

Combustible

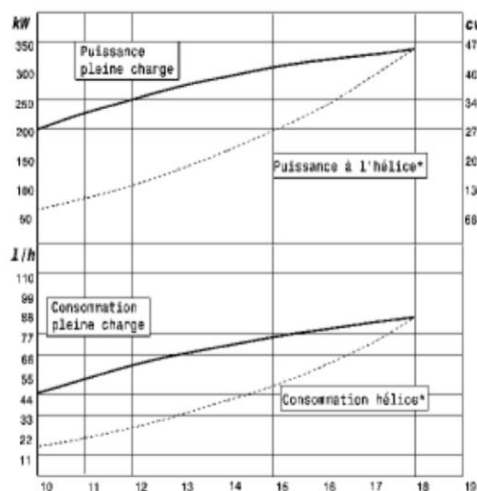
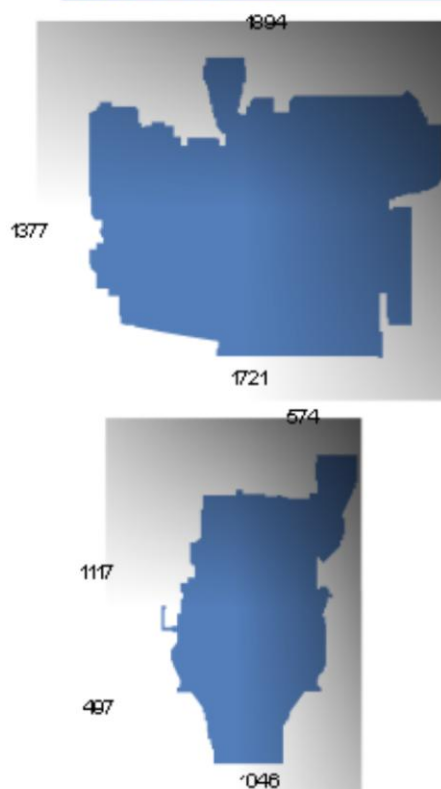
Densité relative : 0,840 ± 0,005
Pouvoir calorifique inférieur : 42700 kJ/Kg
Tolérances sur consommation : + 0, + 5 %

SERVICE P1

Application : continues sans restriction
Variation de charge du moteur : très peu ou pas
Charge moyenne du moteur : 80 à 100 %
Durée d'utilisation annuelle : plus de 5000 h
Utilisation à pleine charge : illimitée

Applications type : chalutiers hauturiers, crevettiers, remorqueurs de haute mer, remorqueurs fluviaux, pousseurs, cargos, dragues, LCT, Bacs

ENCOMBREMENT



Régime moteur X 100

* Pour une puissance absorbée à l'hélice $P_{\text{abs}} = 100 \text{ kW}$

Régime moteur tr/min	Puissance à l'hélice kW	Puissance à l'hélice CV	Consommation hélice l/h
1000	57,6	79	16
1100	80,6	110,2	21,5
1200	100,5	138	26
1300	129	176,5	33
1400	161	219	40,4
1500	196,3	268	49
1600	234,6	320	59
1700	285	388	71
1800	339,3	461	86

EQUIPEMENTS OPTIONNELS (extrait)

Adaptation pour refroidissement par échangeur de coque
Branchements pour circuits de secours
Pompe de cale
Tuyaux d'injection double enveloppe
Alternateur de charge batteries 175 A
Démarreur pneumatique avec bouteilles d'air et compresseur
Silencieux d'échappement
Armoire de contrôle salle des machines
Sécurité de survitesse
Prise de mouvement avant
Montage sur suspension élastique
Accouplement élastique avec inverseur-réducteur
Receite par les principales Sociétés de Classification
Certification IMO



Moteurs Bardon S.A.

165, bd de Port-de-Travail / 33010 Marseille / France / tel. 33 (0)4 91 83 85 00 / fax. 33 (0)4 91 79 09 38 / www.moteurs-bardon.fr

Annexe B : Méthode de Nelder-Mead

La méthode de Nelder et Mead souvent appelée méthode du simplexe est une méthode efficace qui n'utilise que la valeur de la fonction. Un simplexe de dimension k est l'enveloppe convexe de $k+1$ vecteurs $X_1, \dots, X_{k+1}$ de R_n , $k = n$, affinement indépendants, c'est-à-dire que les k vecteurs $X_1 - X_{k+1}, X_2 - X_{k+1}, \dots, X_k - X_{k+1}$ sont linéairement indépendants. Par exemple, trois points non alignés dans R_2 , ou quatre points non coplanaires dans R_3 sont affinement indépendants, et définissent des simplexes de dimension 2 et 3, respectivement. Le principe de l'algorithme de Nelder et Mead est de faire évoluer un simplexe vers un minimiseur de la fonction objectif par des expansions ou des contractions successives du simplexe en fonction de la topologie locale (voir Figure 73). Pour déterminer un simplexe initial autour d'un point X_0 , on pose $X_{n+1} = X_0$ et on calcule pour tout i de 1 à n : $X_i = x_0 + \lambda E_i$ où E_i est le i ème vecteur unité et λ une constante d'échelle. L'algorithme de Nelder et Mead est souvent moins efficace en termes de nombre d'évaluations de la fonction objectif mais fonctionne bien dans la plupart des cas sans nécessiter le calcul du gradient. Cette méthode permet donc d'obtenir une bonne solution sans trop d'effort. Dans certaines configurations, le simplexe peut dégénérer, les points ne sont alors plus affinement indépendants. On peut, dans ce cas, utiliser la méthode de Torczon qui maintient la géométrie du simplexe. En terme d'occupation mémoire, l'algorithme nécessite une place équivalente à un algorithme de quasi-newton, c'est-à-dire $n+1$ vecteurs de dimensions n .

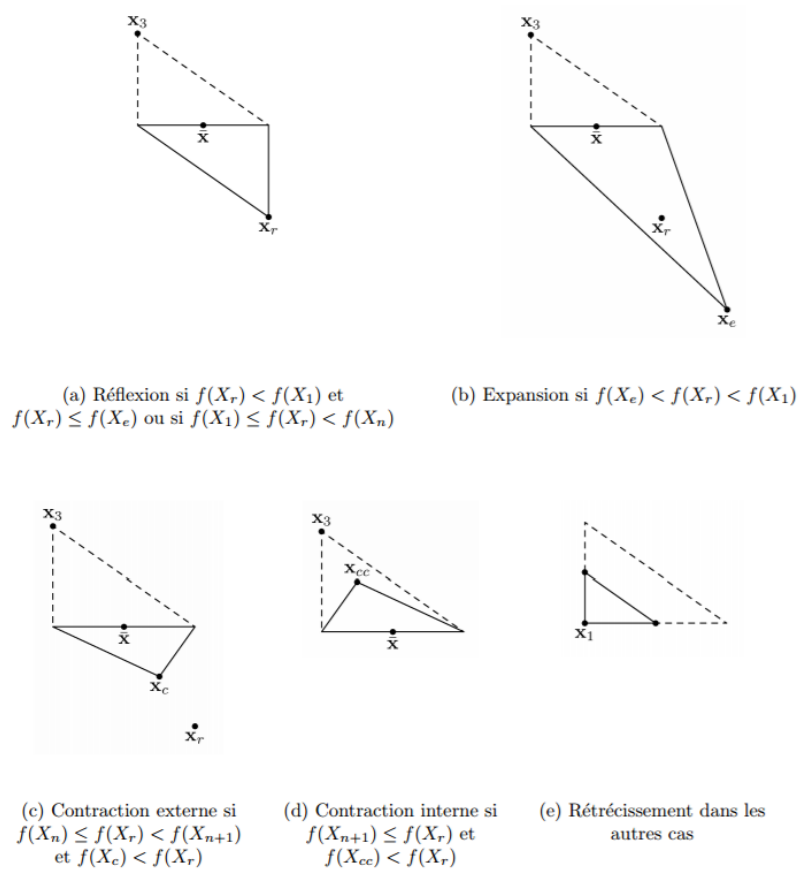


Figure 73 : Transformations géométriques utilisées dans l'algorithme Nelder-Mead