



HAL
open science

Diagnostic de groupes électrogènes diesel par analyse de la vitesse de rotation du vilebrequin

Mathieu Desbazeille

► **To cite this version:**

Mathieu Desbazeille. Diagnostic de groupes électrogènes diesel par analyse de la vitesse de rotation du vilebrequin. Traitement du signal et de l'image [eess.SP]. Université Jean Monnet - Saint-Etienne, 2010. Français. NNT: . tel-00563111

HAL Id: tel-00563111

<https://theses.hal.science/tel-00563111v1>

Submitted on 4 Feb 2011

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

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

THÈSE

pour obtenir le grade de

Docteur de l'Université Jean Monnet

dans le cadre de l'École Doctorale
Sciences, Ingénierie, Santé

Spécialité : Image, Vision, Signal

Présentée et soutenue publiquement

par

Mathieu DESBAZEILLE

le 2 Juillet 2010

DIAGNOSTIC DE GROUPE ÉLECTROGÈNES DIESEL PAR ANALYSE DE LA VITESSE DE ROTATION DU VILEBREQUIN

Directeurs de thèse : François Guillet et Hamed Yahoui

JURY

J. Antoni	Professeur à l'UTC, Compiègne	Rapporteur
J.-P. Dron	Professeur à l'Université de Reims	Rapporteur
Q. Leclère	Maître de Conférence à l'INSA de Lyon	Examineur
A. Napolitano	Professeur à l'Université de Naples, Italie	Examineur
M. El Badaoui	Maître de conférence à l'UJM, Saint-Étienne	Examineur
C. Hoisnard	Ingénieur R&D EDF	Invité
F. Guillet	Professeur à l'UJM, Saint-Étienne	Directeur de thèse
H. Yahoui	Maître de conférence à l'UCBL, Lyon	Co-directeur de thèse

Thèse préparée au Laboratoire d'Analyse des Signaux et des Processus Industriels et soutenue par une allocation doctorale de recherche de la Région Rhône-Alpes

Remerciements

JE remercie les membres du jury, le professeur Jérôme Antoni, le professeur Jean-Paul Dron, le professeur Antonio Napolitano, le maître de conférence Quentin Leclère, le maître de conférence Hamed Yahoui et le maître de conférence Mohamed El Badaoui d'avoir accepté de faire partie de mon jury de thèse.

Je remercie la région Rhône-Alpes d'avoir financé dans le cadre du cluster ISLE la majeure partie de mes années de doctorat.

Cette thèse a été réalisée dans le cadre d'une collaboration entre EDF R&D Chatou et le laboratoire du LASPI. Je remercie Christian Hoisnard, ingénieur R&D à Chatou, de m'avoir fourni toutes les données auxquelles j'ai eu besoin et de m'avoir donné la possibilité de participer aux essais sur le site de la centrale nucléaire de Chinon. Je remercie François Guillet, directeur du laboratoire du LASPI, d'avoir encadré ma thèse et de m'avoir donné sa confiance. Je remercie également Mohamed El Badaoui et Frédéric Bonnardot pour leurs nombreux bons conseils.

Je remercie le professeur émérite Robert Randall de m'avoir accueilli dans son laboratoire à Sydney et de m'avoir aidé dans mon travail.

Je remercie tous les membres du LASPI et du département GIM pour leur aide, leur soutien et les bons moments passés ensemble.

Enfin, je remercie ma famille qui m'a toujours soutenu.

CETTE thèse porte sur le diagnostic d'un moteur diesel vingt cylindres entraînant un groupe électrogène de secours de centrale nucléaire. L'objectif est de réaliser un diagnostic de ce moteur à partir d'une mesure des fluctuations de vitesse du vilebrequin. L'étude s'est focalisée sur les défauts affectant le processus de combustion.

Du fait des dimensions imposantes du moteur, les premiers modes de torsion du vilebrequin sont situés dans les basses fréquences. La superposition des ondes de torsion au déplacement du vilebrequin en tant que corps rigide complique considérablement l'analyse du signal. Peu de travaux ont ainsi été entrepris sur un moteur aussi gros.

Dans cette thèse, un modèle dynamique en torsion du vilebrequin sous l'hypothèse d'élasticité de celui-ci est tout d'abord établi. Les paramètres de ce modèle sont optimisés afin de reproduire au mieux la réponse en vitesse réelle du vilebrequin. Une méthode de diagnostic originale basée sur une reconnaissance de formes du signal de vitesse est ensuite proposée. En effet, du fait de l'excitation des premiers modes de torsion, la réponse en vitesse du système présente une signature distincte en fonction du cylindre défectueux. Les formes types, représentatives des différents modes de fonctionnement du moteur, sont obtenues à partir du modèle précédemment établi et non à partir d'essais expérimentaux constituant ainsi la principale originalité de ce travail.

Les résultats obtenus en phase opérationnelle sont encourageants. Un défaut réel de combustion a été correctement diagnostiqué incluant la détection du défaut, la localisation du cylindre défectueux ainsi que la quantification de la sévérité du défaut.

Abstract

THIS thesis deals with the diagnosis of a powerful 20-cylinder diesel engine which runs a generator set in a nuclear plant. The objective is to make a diagnosis by analyzing the crankshaft angular speed variations. Only combustion related faults are investigated.

As the engine is very large, the first crankshaft natural modes are in the low frequencies. Torsional vibrations of the flexible crankshaft strongly complicate the analysis of the angular speed variations. Little attention has been paid to such large engines in the literature.

First, a dynamical model with the assumption of a flexible crankshaft is established. The parameters of the model are optimized with the help of actual data. Then, an original automated diagnosis based on pattern recognition of the angular speed waveforms is proposed. Indeed, any faulty cylinder in combustion stroke will distort the angular speed waveform in a specific way which depends on its location with respect to nodes and anti-nodes of the modes. Reference patterns, representative of the engine conditions, are computed with the model constituting the main originality of this work.

Promising results are obtained in operational phase. An experimental fuel leakage fault was correctly diagnosed, including detection and localization of the faulty cylinder and an indication of the severity of the fault.

Table des matières

I	Introduction générale	1
II	Cadre de l'étude	4
	Introduction	5
1	Les groupes électrogènes de secours	6
1.1	La centrale nucléaire	6
1.1.1	Principe de fonctionnement	6
1.1.2	Constitution	6
1.2	Rôle des groupes électrogènes	8
1.3	Constitution d'un groupe électrogène	8
1.4	Maintenance des groupes électrogènes	9
1.4.1	Opérations de maintenance	9
1.4.2	Essais périodiques	10
2	Le moteur diesel de GES	12
2.1	Caractéristiques générales	12
2.2	Architecture	13
2.3	Fonctionnement	18
2.3.1	Le cycle à quatre temps	18
2.3.2	Le cycle thermodynamique	19
2.3.3	Le diagramme de distribution	21
2.3.4	L'ordre d'injection	22
2.4	Indicateurs de performance	24

2.4.1	Travail, puissance et pression moyenne indiqués	24
2.4.2	Puissance effective	24
2.4.3	Consommation spécifique	24
2.4.4	Rendements	25
2.5	Le processus de combustion	27
2.5.1	Criticité du processus de combustion	27
2.5.2	Importance de la courbe de pression cylindre	27
2.5.3	Les étapes du processus de combustion	28
3	Le diagnostic par analyse de la vitesse du vilebrequin	33
3.1	Motivations	33
3.1.1	Problème lié à la mesure directe de la pression cylindre	33
3.1.2	Avantages et limites d'une mesure de vitesse	33
3.2	Principe	34
3.3	Synthèse bibliographique	35
3.3.1	Vilebrequin rigide	37
3.3.2	Vilebrequin rigide couplé élastiquement à la charge	43
3.3.3	Vilebrequin élastique	44
3.3.4	Sans modélisation du vilebrequin	45
3.3.5	Bilan	47
4	Les conditions expérimentales	49
4.1	Les campagnes d'acquisition	49
4.2	Le dispositif expérimental	49
4.3	Les configurations du moteur	50
4.4	Vibrométrie rotationnelle laser	53
4.4.1	Vibromètre laser	53
4.4.2	Vibromètre rotationnel laser	54
III	Modélisation cyclostationnaire	57
	Introduction	58
5	La cyclostationnarité	60
5.1	Définition	60
5.1.1	Processus aléatoire	60
5.1.2	Processus aléatoire cyclostationnaire	60

5.2	Descripteurs statistiques	61
5.2.1	Moment d'ordre un	62
5.2.2	Moments d'ordre deux	63
5.3	Cycloergodicité	66
5.3.1	Moyennage synchrone	66
5.3.2	Définition de la cycloergodicité	67
5.3.3	Estimation des moments d'ordres un et deux	67
5.4	Échantillonnage angulaire	68
5.4.1	Motivations	68
5.4.2	Échantillonnage angulaire direct	69
5.4.3	Re-échantillonnage angulaire <i>a posteriori</i>	70
6	Analyse cyclostationnaire des signaux du moteur de GES	72
6.1	Modélisation cyclostationnaire	72
6.1.1	Décomposition cyclostationnaire	72
6.1.2	Re-échantillonnage angulaire	73
6.1.3	Extraction des parties périodique et résiduelle	74
6.2	Analyse des signaux vibratoires de la structure	74
6.2.1	Mise en évidence de la CS2	74
6.2.2	Caractérisation des transitoires	76
6.3	Analyse des signaux de vitesse du vilebrequin	78
6.3.1	Mise en évidence de la non-CS2	78
6.3.2	Comparaison vibromètre et codeur optique	80
6.3.3	Bilan	81
IV	Modélisation des fluctuations de vitesse du vilebrequin	84
	Introduction	85
7	Modélisation du comportement dynamique du vilebrequin	88
7.1	Modèle	88
7.1.1	Modèle équivalent en torsion	88
7.1.2	Estimation des paramètres du modèle	90
7.1.3	Mise en équations	92
7.2	Analyse modale	93
7.2.1	Analyse modale du système non amorti	93
7.2.2	Analyse d'une montée en régime	94

7.2.3	Optimisation des paramètres du modèle	94
7.3	Fonctions de réponse en fréquence	97
7.3.1	Fonctions de mobilité	97
7.3.2	Exemples de fonctions de mobilité	98
8	Modélisation des couples d'excitation appliqués au vilebrequin	100
8.1	Principaux couples d'excitation	100
8.2	Modélisation de la courbe de pression cylindre	101
8.2.1	Pression due aux variations de volume	101
8.2.2	Pression due à la combustion des gaz	102
8.2.3	Calibration du modèle	104
8.3	Simulation des couples d'excitation	105
9	Simulations des fluctuations de vitesse du vilebrequin	108
9.1	Simulation des fluctuations de vitesse à l'extrémité libre	108
9.2	Optimisation des paramètres modaux	109
9.3	Analyses des fluctuations de vitesse du vilebrequin	111
9.3.1	Influence de l'amortisseur de vibrations	111
9.3.2	Évaluation des contributions des modes	113
9.3.3	Évaluation des contributions des cylindres	113
V	Diagnostic par reconnaissance de formes	115
	Introduction	116
10	Réseaux de neurones	119
10.1	Reconnaissance de formes	119
10.2	Modèles	120
10.2.1	Le perceptron	120
10.2.2	Le perceptron multicouches	123
10.3	Apprentissage supervisé	124
10.3.1	Fonction coût	124
10.3.2	Méthodes de minimisation	125
10.3.3	Algorithme de la rétropropagation du gradient	126
10.3.4	Résumé	127
10.4	Régularisation	128
10.4.1	Dilemme biais/variance	128

10.4.2 Régularisation par arrêt prématuré	128
11 Application des réseaux	130
11.1 Mise en œuvre du perceptron multicouches	131
11.2 Construction de la base d'apprentissage	132
11.2.1 Intérêt de la simulation	132
11.2.2 Simulation de défauts de combustion	133
11.2.3 Simulation de bruit	133
11.2.4 Bilan	136
11.3 Réduction de la dimension du vecteur de forme	136
11.3.1 Méthode de sélection	136
11.3.2 Résultats de sélection	137
11.4 Résultats	143
11.4.1 Résultats de simulations	143
11.4.2 Résultats expérimentaux	145
VI Conclusion générale	150
Bibliographie	155
Annexes	164
A Paramètres du moteur	164
B Rendement thermodynamique du cycle diesel idéal	166
C Modélisation dynamique du vilebrequin rigide	168
C.1 Monocylindre	168
C.2 Multicylindres	175
D Photos du groupe électrogène et des capteurs	176
E Estimation de la vitesse instantanée à partir d'un codeur optique	177
F Systèmes à un et n degrés de liberté	182
F.1 Système à un degré de liberté	182
F.2 Système à n degrés de liberté	184

G Rôle de l'amortisseur de vibrations	187
H Algorithmes d'optimisation	189
H.1 Algorithme de Levenberg et Marquardt	189
H.2 Algorithmes génétiques	191

Liste des figures

1.1	Constitution d'une tranche nucléaire de type REP.	7
1.2	Alimentation électrique des auxiliaires d'une tranche nucléaire.	8
1.3	Constitution d'un groupe électrogène.	9
1.4	Diagramme de charge typique d'un essai périodique à pleine charge.	11
2.1	Numérotation des cylindres.	13
2.2	Coupe transversale du moteur.	14
2.3	Attelage mobile.	14
2.4	Vilebrequin.	15
2.5	Amortisseur de vibrations.	15
2.6	Accouplement.	16
2.7	Système d'injection.	17
2.8	Le cycle à quatre temps.	19
2.9	Diagrammes de Clapeyron des cycles théoriques.	20
2.10	Diagramme de Clapeyron du cycle réel.	21
2.11	Diagramme de distribution.	22
2.12	Ordre d'injection.	23
2.13	Diagramme global.	23
2.14	Bilan des rendements du moteur.	27
2.15	Pression cylindre.	30
2.16	Loi de dégagement de chaleur.	31
2.17	Spectre de la pression cylindre à 75 % de charge.	32
2.18	Spectre de la pression cylindre en fonction du niveau de charge.	32

3.1	Simulations des fluctuations de vitesse d'un vilebrequin.	36
3.2	Modélisations d'un vilebrequin.	38
3.3	Spectres des simulations des fluctuations de vitesse d'un vilebrequin.	42
3.4	Diagramme de phase des fluctuations de vitesse.	43
3.5	Reconstruction du couple indiqué par inversion d'un système MISO.	45
3.6	Reconstruction des courbes de pression cylindre.	46
3.7	Reconnaissance de formes des fluctuations de vitesse du vilebrequin.	48
4.1	Implantation des capteurs.	50
4.2	Injecteur, pompe d'injection et culbuterie.	52
4.3	Principe de fonctionnement d'un vibromètre laser.	54
4.4	Principe de fonctionnement d'un vibromètre rotationnel laser.	55
4.5	Speckle noise.	56
4.6	Signaux bruts vibromètre et accéléromètre.	59
5.1	Processus stochastique.	61
5.2	Exemples de processus stationnaire et cyclostationnaire à l'ordre un.	63
5.3	Espaces de représentation d'un processus cyclostationnaire à l'ordre deux.	65
5.4	Exemples de processus stationnaire et cyclostationnaire à l'ordre deux.	66
5.5	Moyennage synchrone.	67
5.6	Échantillonnage temporel.	69
5.7	Échantillonnage angulaire direct.	70
5.8	Re-échantillonnage angulaire <i>a posteriori</i>	70
5.9	Re-échantillonnage angulaire par interpolation.	71
6.1	Phénomène de lissage de la moyenne synchrone.	73
6.2	Décomposition cyclostationnaire du signal vibratoire.	75
6.3	Spectres du signal vibratoire et de sa partie résiduelle.	75
6.4	Corrélation spectrale du signal accélérométrique.	76
6.5	Variances synchrones des signaux vibratoires.	77
6.6	Spectres de Wigner-Ville des signaux vibratoires.	77
6.7	Variance synchrone du signal vibratoire en condition défectueuse.	78
6.8	Décomposition cyclostationnaire du signal issu du vibromètre.	79
6.9	Spectres du signal issu du vibromètre et de sa partie résiduelle.	79
6.10	Corrélation spectrale du signal issu du vibromètre.	80
6.11	Fluctuations de vitesse vibromètre et codeur optique.	82
6.12	DSP des fluctuations de vitesse vibromètre et codeur optique.	82

6.13	Fonction de cohérence vibromètre et codeur optique.	82
6.14	Parties périodiques des signaux de vitesse du vibromètre.	83
6.15	Modélisation des réponses angulaires du vilebrequin.	85
6.16	Fluctuations de vitesse mesurées aux deux extrémités du vilebrequin.	87
6.17	Fluctuations de vitesse d'un moteur diesel quatre cylindres.	87
7.1	Modélisation en torsion du vilebrequin élastique.	89
7.2	Modélisation numérique d'une manivelle.	90
7.3	Estimation de la raideur en torsion d'une manivelle.	92
7.4	Déformées modales du vilebrequin.	95
7.5	Analyse d'une montée en régime.	96
7.6	Estimation des taux d'amortissement.	98
7.7	Exemples de fonctions de mobilité.	99
8.1	Système pistons-bielle-biellette-manivelle.	101
8.2	Loi de dégagement de chaleur typique.	102
8.3	Modélisation de la pression cylindre.	104
8.4	Modélisation phénoménologique de la combustion.	106
8.5	Pression cylindre et couples d'excitation.	107
9.1	Système MISO.	109
9.2	Simulation initiale des fluctuations de vitesse du vilebrequin du GEUS.	109
9.3	Simulation des fluctuations de vitesse du GEUS après optimisation.	110
9.4	Simulation des fluctuations de vitesse du GES après optimisation.	111
9.5	Calcul du couple de torsion.	111
9.6	Couple de torsion.	112
9.7	Contributions des modes.	113
9.8	Contributions des cylindres.	114
9.9	Valeurs efficaces des contributions des cylindres.	114
9.10	Simulations des fluctuations de vitesse en conditions défectueuses.	118
10.1	Classification par reconnaissance de formes.	120
10.2	Diagnostic d'une machine par reconnaissance de formes.	120
10.3	Le perceptron.	121
10.4	La fonction sigmoïde.	122
10.5	Classification linéaire du perceptron.	122
10.6	Le perceptron multicouches.	123
10.7	Principe de l'apprentissage supervisé.	124

10.8	Le dilemme biais/variance.	128
10.9	Régularisation du réseau par arrêt prématuré.	129
11.1	Les phases du diagnostic.	130
11.2	Simulations des courbes de pression cylindre en conditions défectueuses. . .	134
11.3	Comparaison des signaux acquis en 2005 et 2007 en condition normale. . .	135
11.4	Génération d'un exemple de la base d'apprentissage.	136
11.5	Critères de séparabilité des classes.	138
11.6	Évaluation des sous-espaces en phase de détection.	140
11.7	Évaluation des sous-espaces en phase de localisation.	141
11.8	Sous-espace optimal.	142
11.9	Performances en phase de détection.	144
11.10	Performances en phase de localisation.	145
11.11	Valeurs efficaces des fluctuations de vitesse du vilebrequin.	146
11.12	Fluctuations de vitesse du vilebrequin mesurées et simulées.	148
11.13	Coefficient de corrélation entre les signaux mesurés et simulés.	149
B.1	Diagramme de Clapeyron du cycle diesel idéal.	167
C.1	Système piston-bielle-manivelle.	168
C.2	Modélisation de la bielle.	170
C.3	Couple indiqué.	172
D.1	Photos de la campagne d'acquisition de 2007.	176
E.1	Spectres de signaux simulés de codeur optique.	179
E.2	Spectres de signaux simulés de codeur optique (zoom).	179
E.3	Méthode du comptage.	180
E.4	Spectre du signal issu du codeur optique.	181
E.5	Comparaison des méthodes d'estimation de la vitesse instantanée.	181
F.1	FRF d'un système à un degré de liberté.	183
G.1	Modélisation d'un vilebrequin sans et avec amortisseur de vibrations. . . .	188
G.2	FRF du vilebrequin sans et avec amortisseur de vibrations.	188
H.1	Ajustement de courbe.	190
H.2	Principe de la méthode de la descente de gradient.	191

Liste des tableaux

1.1	Les différents types d'essais périodiques.	11
2.1	Caractéristiques générales du moteur.	13
2.2	Indicateurs de performance.	26
2.3	Défaillances des dispositifs de distribution et d'injection.	28
4.1	Implantation des capteurs.	50
4.2	Les configurations du moteur.	51
7.1	Désignations des degrés de liberté.	88
7.2	Paramètres du modèle.	90
7.3	Fréquences de résonance estimées et observées.	95
7.4	Estimation des taux d'amortissement.	98
8.1	Paramètres du modèle phénoménologique de la combustion.	105
9.1	Optimisation des paramètres modaux du GEUS.	110
9.2	Optimisation des paramètres modaux du GES.	110
9.3	Influence de l'amortisseur de vibrations.	112
10.1	Apprentissage supervisé par la méthode de la propagation résiliente.	127
11.1	Résultats expérimentaux en phase de détection.	146
A.1	Caractéristiques générales.	164
A.2	Paramètres de combustion.	164
A.3	Paramètres de la cylindrée et de l'équipage mobile.	165

A.4	Paramètres de masses, d'inerties, de raideurs et d'amortissements.	165
B.1	Équations d'état du fluide au cours du cycle diesel.	167
C.1	Paramètres du système piston-bielle-manivelle.	169
E.1	Paramètres d'estimation de la vitesse instantanée.	181
F.1	Fonctions de réponse en fréquence.	183

Acronymes du groupe électrogène

EP	Essai Périodique
GES	Groupe Électrogène de Secours
GEUS	Groupe Électrogène d'Ultime Secours
REP	Réacteur à Eau sous Pression

Acronymes de mécanique

ddl	Degré de liberté
FRF	Fonction de réponse en fréquence
AME	Analyse Modale Expérimentale

Acronymes du moteur

AV	Angle Vilebrequin	(°)
PMB	Point Mort Bas	(180 °AV)
PMH	Point Mort Haut	(0 °AV)
AI	Avance à l'Injection	(°AV avant PMH)
AOA	Avance à l'Ouverture d'Admission	(°AV avant PMH)
AOE	Avance à l'Ouverture d'Échappement	(°AV avant PMB)
RFA	Retard à la Fermeture d'Admission	(°AV après PMB)
RFE	Retard à la Fermeture d'Échappement	(°AV après PMH)

Acronymes traitement du signal

SISO	Single-Input and Single-Output system
MISO	Multiple-Input and Single-Output system

MIMO	Multiple-Input and Multiple-Output system
S	Stationnarité
S _n	Stationnarité à l'ordre n
CS	Cyclostationnarité
CS _n	Cyclostationnarité à l'ordre n
CSL	Cyclostationnarité au sens large
PCS	Polycyclostationnarité

Notations

x	Scalaire	
x^*	Conjugué de x	
$\{x\}$	Vecteur colonne	
$\{x\}^T$	Transposée du vecteur $\{x\}$	
$[\mathbf{X}]$	Matrice	
$[\mathbf{I}]$	Matrice unitaire	
θ	Déplacement angulaire	(rad)
$\dot{\theta}$	Vitesse angulaire	(rad.s ⁻¹)
$\ddot{\theta}$	Accélération angulaire	(rad.s ⁻²)
ω_{rot}	Pulsation de rotation moyenne	(rad.s ⁻¹)
f_{rot}	Fréquence de rotation moyenne	(Hz)
N_{rot}	Régime de rotation moyen	(tr.min ⁻¹)
f_{cyc}	Fréquence du cycle moteur moyenne	(Hz)
$\{\theta\}$	Vecteur des déplacements angulaires	(rad)
$\{\dot{\theta}\}$	Vecteur des vitesses angulaires	(rad.s ⁻¹)
$\{\ddot{\theta}\}$	Vecteur des accélérations angulaires	(rad.s ⁻²)
k	Raideur angulaire	(N.m.rad ⁻¹)
c	Amortissement angulaire	(N.m.rad ⁻¹ .s)
j	Moment d'inertie par rapport à l'axe de rotation	(N.m.rad ⁻¹ .s ²)
$[\mathbf{K}]$	Matrice de raideur angulaire	(N.m.rad ⁻¹)
$[\mathbf{C}]$	Matrice d'amortissement angulaire	(N.m.rad ⁻¹ .s)
$[\mathbf{J}]$	Matrice d'inertie	(N.m.rad ⁻¹ .s ²)
C	Couple d'excitation	(N.m)
$\{C\}$	Vecteur des couples d'excitation	(N.m)
C_M	Couple moteur	(N.m)
C_m^n	Couple moteur du cylindre n	(N.m)
C_P	Couple indiqué	(N.m)
C_p^n	Couple indiqué du cylindre n	(N.m)
C_I	Couple d'inertie	(N.m)
C_i^n	Couple d'inertie du cylindre n	(N.m)

C_R	Couple résistant	(N.m)
h	Fonction de transfert (domaine temporel)	
H	Fonction de transfert (domaine fréquentiel)	
f	Fréquence	(Hz)
ω	Pulsation	(rad.s ⁻¹)
*	Produit de convolution	
f_r	Fréquence naturelle du mode propre r	(Hz)
ω_r	Pulsation naturelle du mode propre r	(rad.s ⁻¹)
ξ_r	Taux d'amortissement du mode propre r	(%)
$\{\psi_r\}$	Déformée du mode propre r	
[D]	Matrice des valeurs propres	
[V]	Matrice des vecteurs propres	
n_c	Nombre de cylindres	
S	Section du piston	(m ²)
c_u	Cylindrée unitaire	(m ³)
ρ	Rapport volumétrique	
L	Longueur de bielle	(m)
R	Rayon de manivelle	(m)
λ	Rapport bielle/manivelle	
m_p	Masse du piston	(kg)
m_b	Masse de la bielle	(kg)
m_{alt}	Masse alternative du piston et de la bielle	(kg)
m_{rot}	Masse rotative du piston et de la bielle	(kg)
j_m	Moment d'inertie d'une manivelle	(kg.m ²)
j_{pb}	Moment d'inertie équivalent du piston et de la bielle	(kg.m ²)
y_p	Position du piston par rapport à l'axe de rotation	(m)
\dot{y}_p	Vitesse du piston	(m.s ⁻¹)
\ddot{y}_p	Accélération du piston	(m.s ⁻²)
p	Pression	(Pa)
T	Température	(K)
V	Volume	(m ³)
Q	Chaleur	(J)
W	Travail	(J)
γ	Coefficient polytropique	
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du carburant	(kJ.kg ⁻¹)
P_{cal}	Puissance calorifique du carburant	(W)
P_{comb}	Puissance calorifique libérée par la combustion du carburant	(W)
$P_{i,th}$	Puissance indiquée théorique	(W)

P_i	Puissance indiquée	(W)
W_i	Travail indiqué	(J)
PMI	Pression moyenne indiquée	(Pa)
P_e	Puissance effective	(W)
C_e	Couple effectif	(N.m)
CSE	Consommation spécifique	(g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)
η_{comb}	Rendement de combustion	(%)
η_{cycle}	Rendement de cycle	(%)
η_{th}	Rendement thermodynamique	(%)
η_i	Rendement indiqué	(%)
η_{org}	Rendement organique	(%)
η_g	Rendement global	(%)
$X(t)$	Processus stochastique	
$P_X(t)$	Densité de probabilité du processus stochastique $X(t)$	
$x(t)$	Réalisation particulière du processus stochastique $X(t)$	
f_e	Fréquence d'échantillonnage à pas temporel constant	(Hz)
t_e	Période d'échantillonnage à pas temporel constant	(s)
$x(n)$	Signal $x(t)$ échantillonné à pas temporel t_e constant	
$f_e^{\Delta\theta}(t)$	Fréquence d'échantillonnage à pas angulaire constant	(Hz)
$\Delta\theta$	Période d'échantillonnage à pas angulaire constant	(rad)
$x(n_\theta)$	Signal $x(t)$ échantillonné à pas angulaire $\Delta\theta$ constant	
N_p	Résolution du codeur optique	
T	Période cyclique	(s)
Θ	Période cyclique	(rad)
α	Fréquence cyclique	(Hz)
K	Nombre de cycles du signal $x(t)$ de durée finie	
$\Downarrow_T(t)$	Peigne de Dirac de période T	
$\delta(t)$	Fonction de Dirac	
$\mu_X(t)$	Moment d'ordre un du processus stochastique $X(t)$	
$R_X(t, \tau)$	Autocorrélation du processus stochastique $X(t)$	
$C_X(t, \tau)$	Autocorrélation centrée du processus stochastique $X(t)$	
$C_X^\alpha(t)$	Autocorrélation cyclique du processus stochastique $X(t)$	
$S_X^\alpha(f)$	Corrélation spectrale du processus stochastique $X(t)$	
$W_X(t, f)$	Spectre de Wigner-Ville du processus stochastique $X(t)$	
ICS_{2X}	Indicateur de cyclostationnarité à l'ordre deux	
p	Vecteur de forme	
t	Vecteur cible	
o	Vecteur de sortie	
a^k	Vecteur de sortie de la couche k	
W^k	Matrice des poids synaptiques de la couche k	

b^k Vecteur des biais de la couche k
 J Fonction coût

Première partie
Introduction générale

CETTE thèse concerne le diagnostic de moteurs diesel de groupes électrogènes de secours de centrales nucléaires. Ce travail a été initié suite à une collaboration entre le laboratoire du LASPI et le service de Recherche et Développement de EDF Chatou.

Le fonctionnement d'une tranche nucléaire requiert l'alimentation électrique d'auxiliaires pour assurer à la fois l'exploitation et la sûreté de l'installation. En situation accidentelle, si le courant nécessaire aux auxiliaires d'arrêt de la tranche ne peut être fourni par la centrale elle-même ou prélevé sur le réseau national, des groupes électrogènes de secours sont lancés. Bien que fonctionnant rarement, la disponibilité de ces groupes doit être garantie en permanence. Des essais périodiques sont réalisés pour contrôler leur bon fonctionnement. Chaque groupe électrogène est constitué d'un moteur diesel seize ou vingt cylindres de forte puissance.

L'objectif de cette thèse est de tester la faisabilité d'un système de surveillance du moteur diesel à partir d'une mesure de la vitesse instantanée de rotation du vilebrequin. L'analyse des modes de défaillances du moteur révèle la criticité du processus de combustion. En effet, de nombreux sous-ensembles sont impliqués dans le processus de combustion et par conséquent de nombreuses défaillances sont susceptibles d'en affecter le bon déroulement. Les fluctuations de vitesse du vilebrequin sont sensibles aux combustions successives de chacun des cylindres. La surveillance complète du moteur, soit de l'ensemble des cylindres, semble envisageable à partir d'une telle mesure. L'idée d'une instrumentation restreinte et non intrusive est également très intéressante vis-à-vis des contraintes imposées par la sûreté nucléaire.

La partie II présente le cadre de notre étude. Nous décrivons l'architecture et le principe de fonctionnement du système étudié : le moteur diesel de groupe électrogène. Nous décrivons plus particulièrement les différentes étapes du processus de combustion. Nous dressons ensuite une synthèse bibliographique des méthodes de diagnostic basées sur une mesure des fluctuations de vitesse du vilebrequin. Ces méthodes diffèrent les unes des autres selon les hypothèses simplificatrices considérées. Enfin, nous décrivons les conditions expérimentales des essais réalisés sur le site de la centrale nucléaire de Chinon sur un moteur vingt cylindres d'étude. Le capteur de vitesse est un vibromètre rotationnel laser. Les défauts de combustion simulés concernent soit le système d'injection soit le système de distribution.

Les signaux issus de machines tournantes et alternatives possèdent des propriétés statistiques cyclostationnaires. Leurs descripteurs statistiques sont périodiques par rapport au cycle de fonctionnement de la machine. La partie III présente quelques prétraitements et préanalyses des signaux dans le contexte cyclostationnaire. Les cycles mécaniques et thermodynamiques du moteur diesel sont synchronisés par rapport à la position angulaire du vilebrequin. C'est pourquoi, nous re-échantillons les signaux dans le domaine angulaire pour exploiter au mieux les propriétés de cyclostationnarité. Nous analysons ensuite les contributions périodiques et résiduelles des signaux. La première porte l'information sur les phénomènes déterministes tandis que la seconde porte l'information sur les phénomènes aléatoires.

Étant données les dimensions imposantes du moteur, les premiers modes de déformation en torsion du vilebrequin sont localisés dans les basses fréquences. Les couples exercés par le biais des bielles du moteur excitent ces modes propres. Le vilebrequin se comporte comme un solide déformable. Ces déformations se superposent au déplacement angulaire du vilebrequin en tant que corps rigide. L'analyse des fluctuations de vitesse du vilebrequin

est délicate sans connaissance *a priori* du système. Un modèle est désirable afin de mieux comprendre les réponses du système. Ainsi, la partie **IV** est consacrée à la modélisation des fluctuations de vitesse du vilebrequin. Nous modélisons tout d'abord le comportement dynamique du vilebrequin à l'aide d'un système discret constitué d'inerties en rotation reliées entre elles par des ressorts de torsion. Nous modélisons ensuite les couples d'excitation appliqués au vilebrequin. Ces derniers dépendent notamment des forces de pression induites par la combustion des gaz de chacun des cylindres. Nous modélisons la courbe de pression cylindre à l'aide d'un modèle phénoménologique de la combustion. Enfin, nous simulons les fluctuations de vitesse du vilebrequin. Les paramètres du modèle sont optimisés afin de reproduire au mieux les réponses mesurées du vilebrequin.

La partie **V** est consacrée à l'objet même de cette étude : le diagnostic du moteur diesel de groupe électrogène. Les fluctuations de vitesse du vilebrequin se décomposent en la somme de contributions correspondant aux réponses du vilebrequin aux couples exercés par chacun des cylindres. Du fait de l'excitation des premiers modes propres, chacune de ces contributions présente une signature distincte. Les déformations du signal en condition défectueuse de fonctionnement du moteur dépendent fortement du cylindre défaillant. À partir de ce constat, la méthode de diagnostic proposée est basée sur la reconnaissance de formes des fluctuations de vitesse du vilebrequin. L'outil de reconnaissance de formes choisi est le réseau de neurones de type perceptron multicouches. Celui-ci requiert au préalable une phase d'apprentissage à partir de formes représentatives des différents modes de fonctionnement du moteur. Or, il est peu envisageable d'entreprendre une campagne de mesure sur site visant à reproduire expérimentalement tous les modes potentiels de dégradation du moteur. En revanche, le modèle établi précédemment donne la possibilité de simuler les réponses du vilebrequin pour différents modes de fonctionnement du moteur. Un nombre suffisant d'exemples peut ainsi être obtenu pour l'apprentissage du réseau sans recourir à de nombreux essais expérimentaux. L'apprentissage de réseaux de neurones à partir d'exemples simulés et non expérimentaux constitue la principale originalité de ce travail. Dans cette partie, nous présentons tout d'abord le perceptron multicouches puis nous appliquons ce type de réseau au diagnostic du moteur. Ce diagnostic se décompose en trois phases incluant la détection et l'identification du cylindre défectueux ainsi que l'évaluation de la sévérité du défaut.

L'idée d'un système de diagnostic de moteurs thermiques à partir de l'analyse des fluctuations de vitesse du vilebrequin n'est pas nouvelle. De nombreux travaux ont été entrepris depuis déjà une vingtaine d'années. Néanmoins, peu de travaux ont été réalisés sur des moteurs comportant plus de six cylindres. Le nombre élevé de cylindres implique en effet des difficultés supplémentaires. Le recouvrement des phases de combustion et l'excitation des modes de torsion du vilebrequin complique considérablement l'analyse des signaux. Notre ambition à travers cette thèse est de montrer l'intérêt d'une telle mesure malgré ces difficultés.

Deuxième partie

Cadre de l'étude

Introduction

Cette partie présente le cadre de notre étude.

Dans le chapitre 1, nous présentons tout d'abord le rôle du système étudié « le groupe électrogène de secours de centrale nucléaire » et la maintenance dont il fait l'objet.

Chaque groupe électrogène est constitué d'un moteur diesel vingt cylindres de forte puissance. Dans le chapitre 2, nous décrivons l'architecture et le fonctionnement de ce moteur. Étant donnée l'importance du processus de combustion, nous décrivons plus particulièrement les différentes étapes de son déroulement.

L'objectif de ce travail est de réaliser un diagnostic du moteur diesel à partir d'une mesure des fluctuations de vitesse du vilebrequin. Dans le chapitre 3, nous expliquons l'intérêt d'une telle mesure puis nous dressons une synthèse des méthodes proposées dans la littérature.

Diverses campagnes d'acquisition ont été réalisées sur le site de la centrale nucléaire de Chinon (37500). Le chapitre 4 est consacré à la description de ces essais.

Les groupes électrogènes de secours

Dans de ce chapitre, nous présentons le rôle des groupes électrogènes de secours (GES) de centrales nucléaires.

1.1 La centrale nucléaire

1.1.1 Principe de fonctionnement

Une centrale nucléaire est une usine de production d'électricité. Son fonctionnement repose sur la fission de l'atome d'uranium qui constitue le combustible nucléaire. Cette fission s'accompagne d'une libération de chaleur importante. L'énergie calorifique libérée est convertie en énergie mécanique par une turbine puis en énergie électrique par un alternateur.

1.1.2 Constitution

Une centrale nucléaire comporte plusieurs tranches. Ces dernières correspondent à un ensemble d'installations conçu pour fournir une puissance électrique nominale donnée : 900, 1300 ou 1450 MW. Chaque tranche est constituée d'un réacteur, dans lequel est produite la chaleur, et du système de production d'électricité qui lui est associé : la turbine et l'alternateur. Le parc nucléaire français compte une soixantaine de réacteurs en activité répartis sur une vingtaine de centrales. Ces réacteurs appartiennent essentiellement à la « filière » REP (Réacteur à Eau sous Pression). Le fluide d'extraction de la chaleur produite par le combustible dans le réacteur est de l'eau douce sous pression.

Une tranche nucléaire se compose de trois circuits d'eau indépendants (voir figure 1.1) :

Le circuit primaire

Le circuit primaire se situe dans une enceinte de confinement appelée le bâtiment réacteur. Ce bâtiment abrite le réacteur, le générateur de vapeur, le pressuriseur, le circuit d'eau primaire et une partie du circuit d'eau secondaire. Dans le réacteur, la fission de l'atome d'uranium dégage une quantité de chaleur importante. La puissance des réacteurs est ajustée en fonction de la demande du réseau à l'aide de barres de contrôle qui ralentissent le processus de fission du combustible. La température de l'eau circulant dans le circuit primaire s'élève à plus de 300 °C. L'eau est maintenue sous pression grâce au pressuriseur afin de la maintenir à l'état liquide.

Le circuit secondaire

L'eau circulant dans le circuit primaire transmet sa chaleur à un second circuit, le circuit secondaire, par l'intermédiaire du générateur de vapeur. L'eau du circuit secondaire s'échauffe puis se vaporise. Cette vapeur entraîne en rotation une turbine couplée à un alternateur. L'électricité produite par l'alternateur transite ensuite sur des lignes à très haute tension à partir du transformateur. La turbine et l'alternateur sont situés dans un local appelé la salle des machines.

Le circuit tertiaire

Pour que le système puisse fonctionner en boucle, un troisième circuit, le circuit tertiaire, a pour fonction de condenser la vapeur sortant de la turbine. De l'eau froide prélevée à une source extérieure (une rivière par exemple) circule dans le circuit tertiaire et alimente un condenseur. La vapeur du circuit secondaire se condense et est renvoyée vers le générateur de vapeur. L'eau échauffée du condenseur est refroidie dans la tour aéroréfrigérante où règne un courant d'air frais ascendant. Une partie de cette eau s'évapore dans l'atmosphère ce qui provoque le panache blanc caractéristique d'une centrale nucléaire.

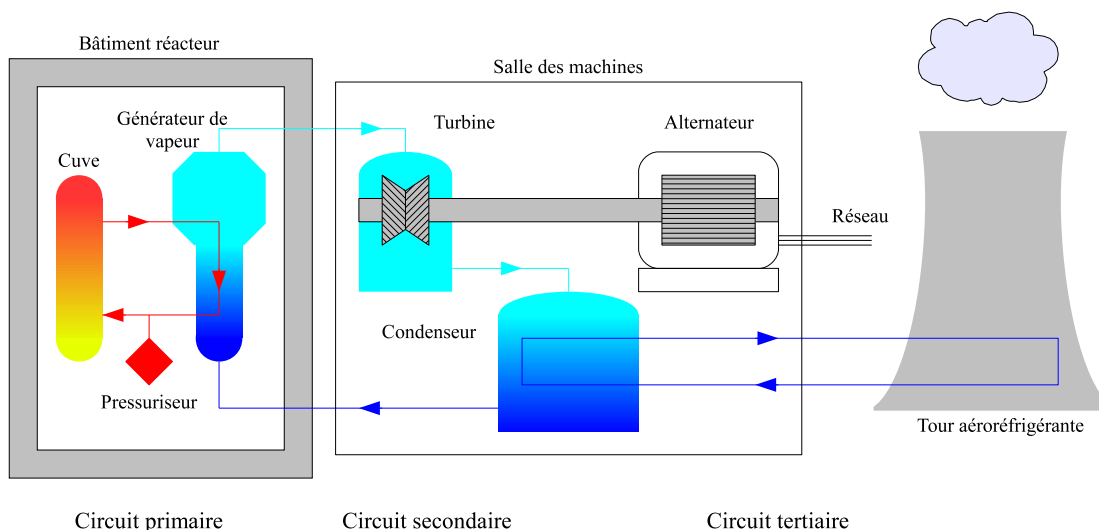


Figure 1.1 – Constitution d'une tranche nucléaire de type REP.

1.2 Rôle des groupes électrogènes

Le fonctionnement d'une tranche nucléaire requiert l'alimentation électrique d'auxiliaires pour assurer à la fois l'exploitation et la sûreté de l'installation (voir figure 1.2). Le système de distribution électrique permet d'alimenter non seulement les auxiliaires nécessaires à l'exploitation normale du réacteur en production ou en période d'arrêt mais également les auxiliaires de secours en situation accidentelle. Ces auxiliaires de secours sont alimentés par deux voies électriques indépendantes et redondantes.

En situation normale, le courant nécessaire à l'alimentation des auxiliaires de la centrale est soit fourni directement par la centrale (circuit I) soit prélevé sur le réseau électrique national (circuit II) si la centrale est à l'arrêt.

En situation accidentelle, si l'énergie nécessaire aux auxiliaires de secours ne peut être fournie par la centrale elle-même ou prélevée sur le réseau national, deux groupes électrogènes de secours (GES) sont lancés (circuit III). Ces groupes électrogènes ont la mission capitale d'assurer l'alimentation en secours des auxiliaires nécessaires pour amener la tranche nucléaire à l'arrêt à froid en cas de perte totale des sources électriques. Ils sont dimensionnés pour alimenter de façon autonome pendant plusieurs jours les systèmes d'injection de sûreté et d'aspersion de l'enceinte en cas d'un accident survenant sur le circuit primaire. Un seul groupe fournit une puissance suffisante pour alimenter les auxiliaires de secours d'une voie électrique. Par ailleurs, un groupe électrogène d'ultime secours (GEUS) peut se substituer à l'un des deux GES en cas de défaillance (circuit IV).

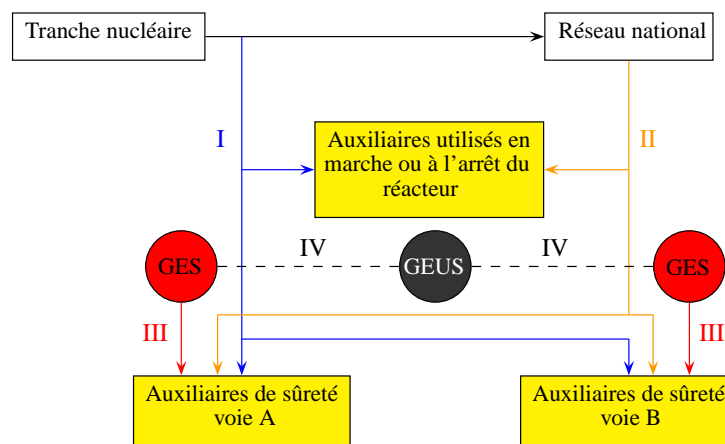


Figure 1.2 – Alimentation électrique des auxiliaires d'une tranche nucléaire.

Ces groupes électrogènes sont donc des organes de sûreté nucléaire. Bien que fonctionnant rarement, ils doivent être disponibles à tout moment et capables d'atteindre tension et fréquence nominales en une dizaine de secondes seulement après réception de l'ordre de démarrage. Ils sont en stand-by, préchauffés et prégraissés en permanence.

1.3 Constitution d'un groupe électrogène

Un groupe électrogène est principalement constitué (voir figure 1.3) :

- d'un moteur diesel de forte puissance,
- et d'un alternateur entraîné par le moteur par le biais d'un accouplement élastique.

Chaque groupe est situé dans un bâtiment spécifique. Ce bâtiment, appelé local diesel, abrite aussi tous les auxiliaires nécessaires au fonctionnement du groupe. L'ensemble moteur/alternateur est monté sur un massif en béton découpé du sol par des appuis souples.

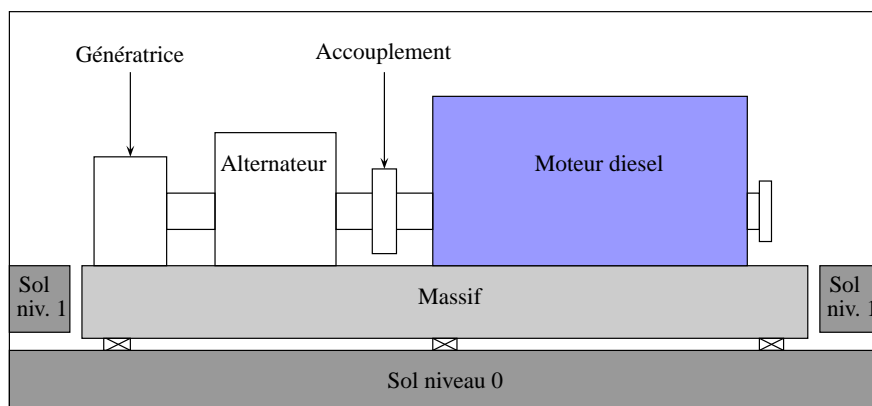


Figure 1.3 – Constitution d'un groupe électrogène.

1.4 Maintenance des groupes électrogènes

1.4.1 Opérations de maintenance

De nombreuses opérations de maintenance sont prévues sur les groupes électrogènes afin de prévenir des défaillances potentielles [SACM, 1981, Meuwisse *et al.*, 1993]. Ces opérations sont planifiées en fonction du nombre de démarrages, du nombre d'heures de fonctionnement ou de la durée d'attente d'intervention des groupes. Elles concernent différents ensembles fonctionnels tels que le moteur, l'alternateur, le dispositif de démarrage, le dispositif de protection incendie... Les opérations de maintenance du moteur peuvent se classer suivant leur « lourdeur » :

1. **Petit entretien (mensuel)** : Ces opérations permettent de préserver la fiabilité des éléments intrinsèques du moteur.

Exemples :

- Vérification des niveaux d'huile et du graissage.
- Vérification de réglages simples (ne nécessitant pas de démontages importants).

2. **Contrôle (annuel)** : Ces contrôles sont souvent intrusifs et entraînent une indisponibilité significative du groupe électrogène.

Exemples :

- Contrôle de réglages (tarage des injecteurs, calage des pompes d'injection, jeux culbuteurs...).
- Contrôle dimensionnel (jeu longitudinal du vilebrequin).
- Visite endoscopique des cylindres.
- Analyse d'huile.

3. **Gros entretien systématique** : Les éléments d'usure sont systématiquement contrôlés et remplacés si nécessaire à des intervalles de temps prédéfinis. Ces opérations de rénovation sont très lourdes. Elles requièrent des démontages importants.

Exemples :

- Échange standard sur site des culasses équipées, des attelages mobiles, des chemises, de la culbuterie... (tous les 5 ans).
- Échange standard du moteur diesel chez le constructeur (tous les 15 ans).

Les coûts de maintenance des échanges standards sur site et chez le constructeur s'élèvent respectivement à 145000 et 655000 euros.

4. **Surveillance en essais (mensuel)** : Les moteurs sont testés périodiquement en fonctionnement afin de détecter d'éventuelles défaillances cachées.

1.4.2 Essais périodiques

Trois types d'essais périodiques (EP) sont envisageables [SACM, 1981, EDF, 2004] :

Essai de démarrage

Le groupe électrogène est démarré tous les mois dans le but d'assurer la lubrification du moteur. Ce démarrage est suivi d'une courte marche à vide pour éviter l'encrassement du moteur.

Essai en charge partielle

Cet essai est réalisé tous les deux mois. Un niveau de charge compris entre 30 et 50 % est appliqué au moteur pendant 1 heure. La charge partielle est réalisée en alimentant des matériels de la tranche (pompes par exemple). Le moteur est en régime thermique stabilisé après 20 minutes. Les relevés effectués au cours de l'essai ont pour but de déceler un dysfonctionnement important du moteur. Ces relevés concernent principalement les mesures suivantes :

- les températures et les pressions des différents circuits du moteur (circuits d'échappement, de graissage, de refroidissement, de combustible, d'air comprimé et de suralimentation),
- la fréquence et la tension de l'alternateur (la vitesse de rotation du moteur doit être comprise entre 1485 et 1515 tr/min correspondant à une fréquence de l'alternateur de $50 \text{ Hz} \pm 0,5 \text{ Hz}$),
- le temps de démarrage du groupe (15 secondes maximum) entre l'ordre de démarrage et l'autorisation de couplage (tension et fréquence correctes).
- et les vibrations du bloc moteur et des turbocompresseurs (niveaux globaux).

Essai en pleine charge

Cet essai est réalisé à pleine charge à l'occasion de l'arrêt annuel de la tranche pour le rechargement du réacteur en combustible. Le groupe est couplé à un banc de charge mobile. La charge est appliquée progressivement par paliers (voir figure 1.4). Des contrôles et des relevés similaires à ceux de l'essai en charge partielle sont réalisés. Les mesures sont prélevées après une heure de fonctionnement minimum à 100 % de la puissance nominale du moteur. L'opération de délestage à mi-essai a pour but de vérifier la réponse du régulateur de survitesse (absence de déclenchement par survitesse).

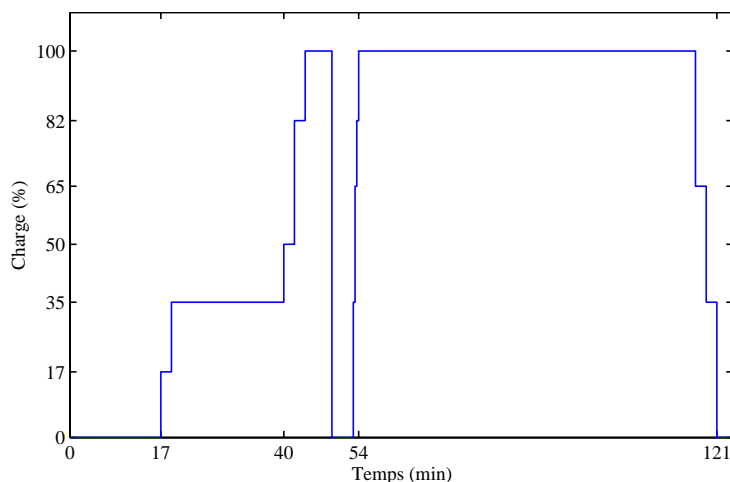


Figure 1.4 – Diagramme de charge typique d'un essai périodique à pleine charge.

Les points à surveiller au cours de ces différents essais sont récapitulés dans le tableau 1.1. Les mesures relevées doivent satisfaire des critères prédéfinis pour assurer la disponibilité du groupe. Si ces critères ne sont pas validés, des essais complémentaires peuvent être conduits pour vérifier s'il y a dégradation du matériel.

Tableau 1.1 – Les différents types d'essais périodiques.

Essai	Périodicité	Points à surveiller
1. Démarrage	Mensuel	<ul style="list-style-type: none"> – Temps de démarrage – Consommation en air comprimé – Fuites extérieures – Bruits anormaux
2. En charge partielle	Bimestriel	<ul style="list-style-type: none"> – Relevé des mesures – Fuites extérieures – Bruits anormaux – Réponse du régulateur de vitesse lors de la décharge du moteur par paliers – Fumée d'échappement – Injecteurs (au toucher) – Attelages mobiles (inspection visuelle)
3. À pleine charge	Annuel	<ul style="list-style-type: none"> – Relevé des mesures – Contrôles identiques à l'essai en charge partielle

La surveillance actuelle se résume principalement au contrôle visuel ou auditif de certains organes et aux relevés de mesures moyennes vibratoires ou thermodynamiques. C'est au cours de ces essais périodiques que peut être envisagée une mesure de vitesse instantanée de rotation du vilebrequin afin d'apporter une aide supplémentaire à la surveillance du moteur.

Le moteur diesel de GES

Les moteurs diesel équipant les groupes électrogènes de secours (GES) sont soit des moteurs vingt cylindres (tranches 900 MW) soit des moteurs seize cylindres (tranches 1300 MW). Les premiers sont des moteurs rapides (vitesse de rotation de 1500 tr/min) tandis que les seconds sont des moteurs semi-rapides (vitesse de rotation de 500 tr/min). Ces moteurs sont issus de l'industrie marine et ferroviaire. Ils ont ensuite été adaptés pour l'application nucléaire.

Cette étude s'est focalisée sur le moteur diesel vingt cylindres. Dans ce chapitre, nous présentons l'architecture et le principe de fonctionnement de ce moteur. Nous décrivons plus particulièrement les étapes du processus de combustion.

Par la suite, on désigne par « moteur de GES » le moteur d'étude.

2.1 Caractéristiques générales

Le tableau 2.1 récapitule les caractéristiques générales du moteur de GES. L'ensemble des paramètres connus est donné en annexe A.

Ce moteur diesel à quatre temps, anciennement produit par la SACM¹, a pour désignation « 240 V20 EZSHR ». Il est constitué de 20 cylindres d'alésage 240 mm. Le moteur est en V à 50°. Les cylindres sont disposés en opposition par paires sur deux rangées nommées A et B (voir figure 2.1). La puissance du moteur est importante (4 MW). La vitesse de rotation est également relativement élevée (1500 tr/min) étant données les dimensions imposantes du vilebrequin (5 m de longueur). Le moteur est suralimenté et à injection directe. Son fonctionnement est entièrement mécanisé (pas d'injection électronique par exemple).

1. Société Alsacienne de Construction Mécanique (aujourd'hui Wärtsilä).

Tableau 2.1 – Caractéristiques générales du moteur.

Fabricant	SACM
Désignation	240 V20 EZSHR
Dimensions L × l × h	6 × 2,6 × 3,3 m
Puissance à l'accouplement	4121 kW
Nombre de cylindres	20 en V à 50 °
Cylindrée totale	204,4 l
Alésage des cylindres	240 mm
Vitesse de rotation	1500 tr/min

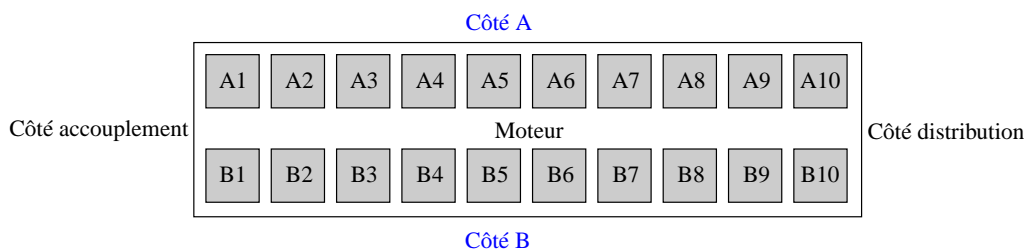


Figure 2.1 – Numérotation des cylindres.

2.2 Architecture

La figure 2.2 représente une coupe transversale du moteur. Les éléments principaux constituant le moteur sont les suivants [SACM, 1981] :

Le bloc moteur

Le bloc moteur contient les cylindres et reçoit l'ensemble des organes assurant le fonctionnement du moteur. C'est un monobloc usiné directement dans la masse.

Les cylindres

Les combustions ont lieu à l'intérieur des cylindres. Ces derniers sont constitués d'une chemise d'alésage 240 mm s'insérant dans les alésages du bloc moteur.

L'attelage mobile (piston, bielle/biellette)

Le piston coulisse à l'intérieur du cylindre et délimite l'enceinte appelée la chambre de combustion où se produit la combustion. Il est pourvu de cinq gorges dans lesquelles se logent des segments ayant notamment pour rôle d'assurer l'étanchéité entre la chambre de combustion et le carter.

Les efforts s'exerçant sur la tête du piston sont transmis au vilebrequin par l'intermédiaire d'une bielle côté A et d'une biellette côté B (voir figure 2.3). La bielle et la biellette d'une paire de cylindres (cylindres A1 et B1 par exemple) agissent sur un même maneton du vilebrequin. Les axes de translation des pistons côtés A et B forment un angle de 50 °.

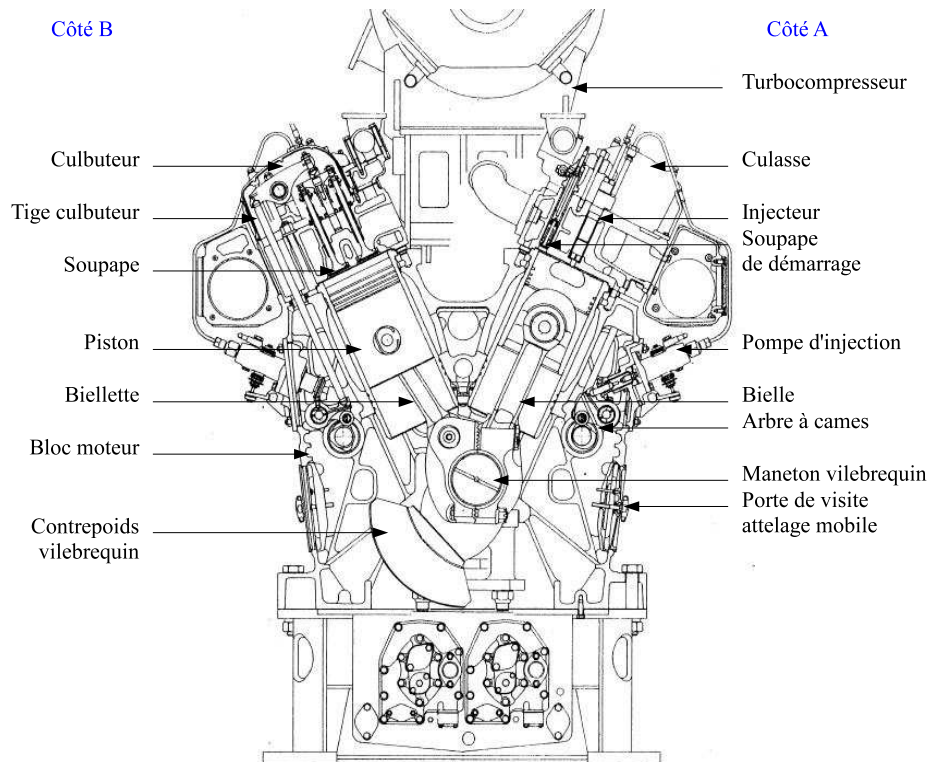


Figure 2.2 – Coupe transversale du moteur.

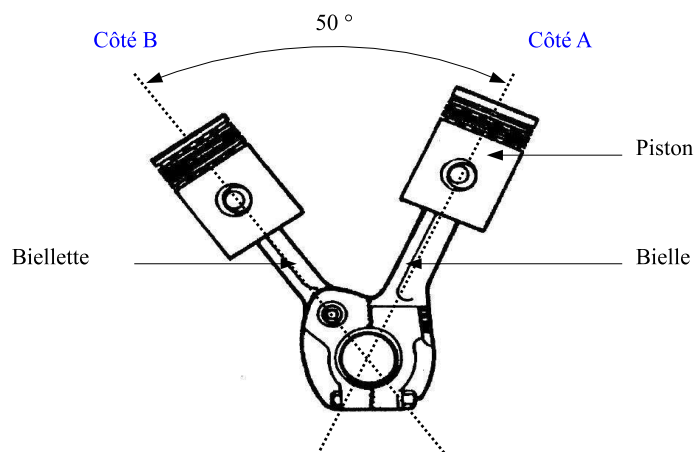


Figure 2.3 – Attelage mobile.

Le vilebrequin

Le vilebrequin est constitué de deux parties flasquées rigidement. Il est équilibré dynamiquement grâce à des contrepoids vissés sur les manivelles (voir figure 2.4). Les bielles et les biellettes des paires de cylindres sont raccordées aux manetons du vilebrequin. L'excentricité des axes des manetons par rapport à l'axe du vilebrequin permet de transformer le mouvement de translation des pistons en un mouvement de rotation du vilebrequin. Côté distribution, le vilebrequin est équipé d'un amortisseur de vibrations. Côté accouplement, il reçoit un volant d'inertie.

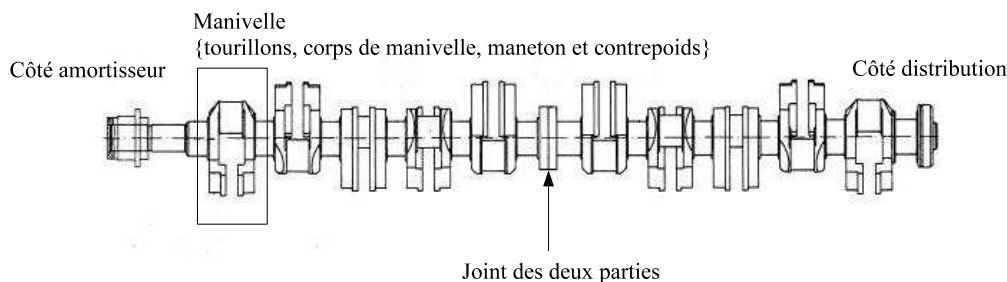


Figure 2.4 – Vilebrequin.

L'amortisseur de vibrations

Le rôle de l'amortisseur de vibrations est d'atténuer les vibrations en torsion du vilebrequin. Ces dernières peuvent en effet être particulièrement néfastes et conduire à la rupture en fatigue de l'arbre moteur. Un amortisseur *Geislinger* est monté à l'extrémité libre du vilebrequin. Il est constitué de deux parties (voir figure 2.5). La partie intérieure ou moyeu est solidaire du vilebrequin. La partie extérieure oscille autour du moyeu par le biais de lames de ressort travaillant dans un bain d'huile sous pression.

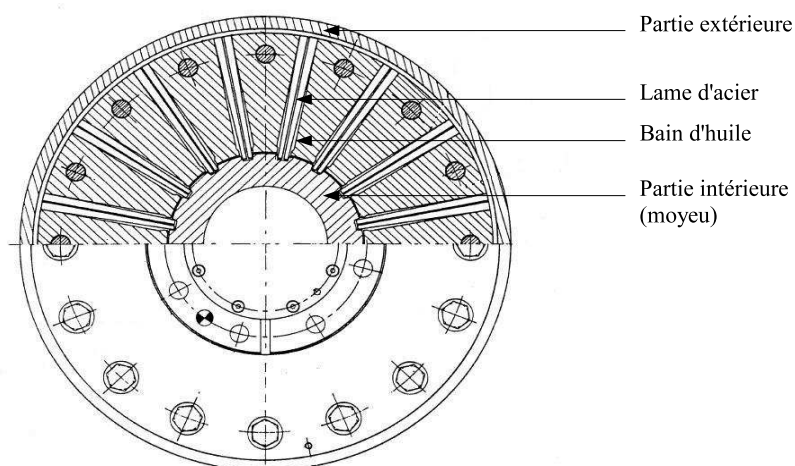


Figure 2.5 – Amortisseur de vibrations.

L'accouplement

Un accouplement *Vulkan* assure la liaison entre le moteur et l'alternateur (voir figure 2.6). Il est notamment constitué de deux volants d'inertie et d'une garniture élastique en caoutchouc. Le second volant dit lourd est fixé sur l'arbre de l'alternateur et est destiné à absorber les prises de charge.

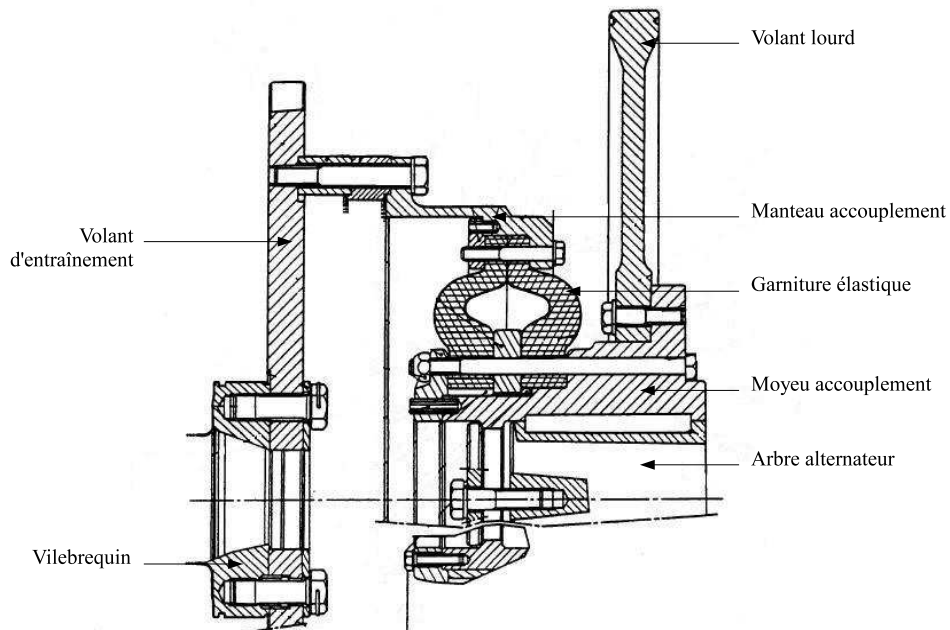


Figure 2.6 – Accouplement.

Les culasses

Chaque cylindre est équipé d'une culasse individuelle qui ferme la chambre de combustion sur sa partie supérieure et qui supporte le système de distribution.

Le système de distribution

Le système de distribution assure l'admission d'air frais et le refoulement des gaz brûlés dans les cylindres. Il est principalement constitué de deux arbres à cames, l'un côté A et l'autre côté B, de culbuteurs et de soupapes. Une came d'admission, une came d'échappement et une came d'injection sont associées à chaque cylindre. Les cames d'admission et d'échappement actionnent l'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement par l'intermédiaire des culbuteurs. Des ressorts de rappel assurent la fermeture des soupapes. La came d'injection actionne une pompe d'injection individuelle. L'arbre à cames est couplé au vilebrequin par le biais d'un train d'engrenages. Deux tours de rotation de vilebrequin sont équivalents à un tour de rotation de l'arbre à cames. Les angles d'ouverture et de fermeture des soupapes ainsi que l'angle d'injection de carburant sont synchronisés par rapport aux positions du piston.

Le système d'injection

Le système d'injection assure le dosage et l'injection de carburant dans les cylindres. Il est constitué d'un régulateur de vitesse, de vingt pompes d'injection individuelles et de vingt injecteurs débouchant directement dans les chambres de combustion. On parle d'*injection directe*. Le moteur est régulé en vitesse. Le régulateur de vitesse de type centrifuge à billes tourne à la vitesse du moteur. Il commande mécaniquement la quantité de combustible à injecter en agissant sur les pompes d'injection par l'intermédiaire d'une tringlerie de régulation (voir figure 2.7). Les pompes d'injection actionnées par les cames d'injection alimentent les injecteurs. Ces derniers pulvérisent le carburant dans les chambres de combustion sous très haute pression. Le tarage d'un ressort à l'intérieur de l'injecteur détermine la pression d'ouverture de l'injecteur.

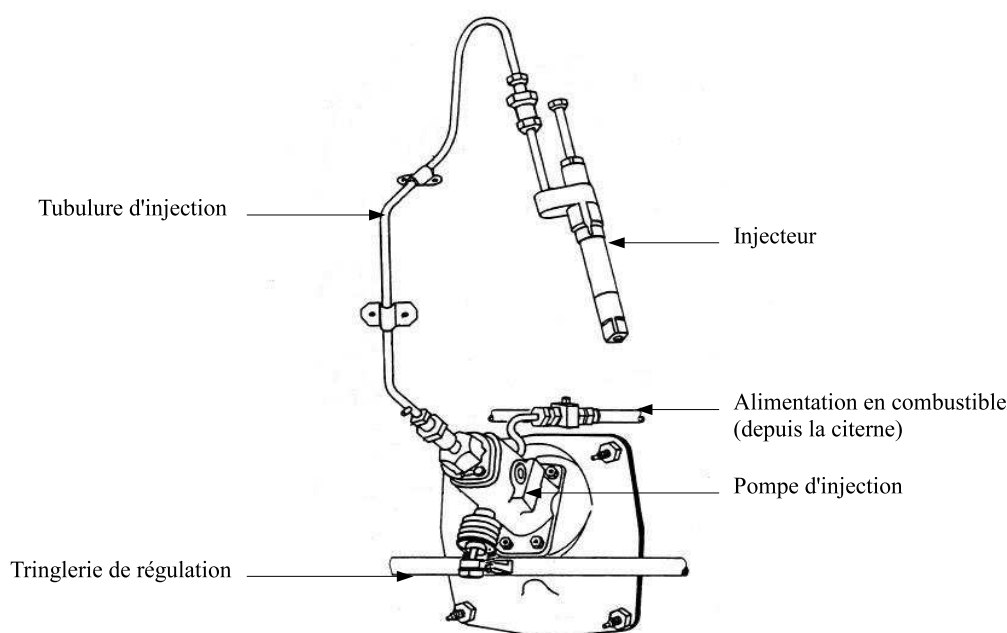


Figure 2.7 – Système d'injection.

Le système de suralimentation

Le moteur est dit suralimenté. Deux turbocompresseurs entraînés par l'inertie des gaz d'échappement ont pour rôle d'optimiser le taux de remplissage du moteur en phase d'admission en comprimant l'air frais introduit dans les cylindres. La pression de refoulement des turbocompresseurs est de 2,47 à 2,9 bars. L'air frais est filtré puis refroidi à la sortie des turbocompresseurs pour évacuer la chaleur produite par la compression.

Le système de refroidissement et de lubrification

Le moteur absorbe la chaleur dégagée par la combustion des cylindres. Pour éviter une surchauffe, celui-ci est équipé d'un système de refroidissement. Un circuit d'eau traitée abaisse la température des chemises, des culasses et des bâtis des turbocompresseurs. Les calories sont évacuées à l'atmosphère par un groupe aérorefroidisseur.

Les éléments internes du moteur tels que les arbres à cames, les culbuteurs, les pistons, l'embellage et le vilebrequin sont lubrifiés par le système de lubrification.

Le système de démarrage

Le démarrage du moteur est réalisé par insufflation d'air comprimé dans les cylindres. Pendant cette phase de démarrage, le moteur se comporte alors comme un moteur pneumatique jusqu'à la vitesse d'allumage. Chaque cylindre dispose d'une soupape supplémentaire de démarrage. L'air comprimé est stocké dans des bouteilles.

Le système de démarrage assure également l'arrêt en urgence du moteur.

2.3 Fonctionnement

C'est en 1892 que Rudolf Diesel dépose le brevet du moteur diesel à quatre temps. Dans cette section, nous rappelons le principe de fonctionnement du moteur diesel avec une approche tout d'abord mécanique puis thermodynamique.

2.3.1 Le cycle à quatre temps

Le cycle de fonctionnement du moteur diesel se décompose en quatre temps : admission, compression, détente et échappement (voir figure 2.8). Ce cycle correspond à deux allers-retours de piston et deux tours de rotation du vilebrequin soit 720° en angle vilebrequin ($^\circ AV$). Il se déroule de manière identique et déphasée dans chacun des cylindres :

Admission

Le premier temps correspond à l'admission d'air frais. La soupape d'admission est ouverte. Le piston descend du point mort haut (PMH), position haute extrême, au point mort bas (PMB), position basse extrême. La dépression créée par la descente du piston permet l'aspiration d'air frais dans le cylindre. Cette phase d'admission est primordiale. La quantité d'air frais introduite dans le cylindre détermine la quantité de combustible pouvant être brûlée en phase de combustion et ainsi la puissance du moteur. Le moteur de GES est équipé d'un système de suralimentation permettant d'augmenter le taux de remplissage en air frais.

Compression

Le deuxième temps correspond à la compression de l'air frais. Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées. Le cylindre est donc hermétiquement clos. Le piston monte du PMB au PMH et comprime l'air précédemment admis. Le taux de compression volumétrique du moteur diesel est élevé. La pression de l'air atteint de 10 à 25 fois sa valeur initiale. La température augmente également considérablement et dépasse le point d'inflammation du carburant. Un peu avant que le piston atteigne le PMH, le combustible est pulvérisé sous très haute pression dans la chambre de combustion par le

biais de l'injecteur. Le combustible se mélange à l'air chaud, se vaporise puis s'enflamme spontanément.

Détente

Le troisième temps correspond à la détente des gaz. L'injection se poursuit sur une dizaine de degrés après le PMH et pilote le déroulement de la combustion. La combustion libère l'énergie du carburant. Il en résulte une augmentation importante de la pression dans la chambre de combustion qui repousse le piston vers le PMB. C'est au cours de la phase de détente que le moteur produit un travail mécanique. Ce travail est converti en mouvement de rotation du vilebrequin par l'intermédiaire du système bielle-manivelle.

Échappement

Le dernier temps correspond à l'échappement des gaz brûlés. La soupape d'échappement est ouverte. Le piston remonte du PMB au PMH et refoule les gaz brûlés. Le cycle moteur est alors bouclé.

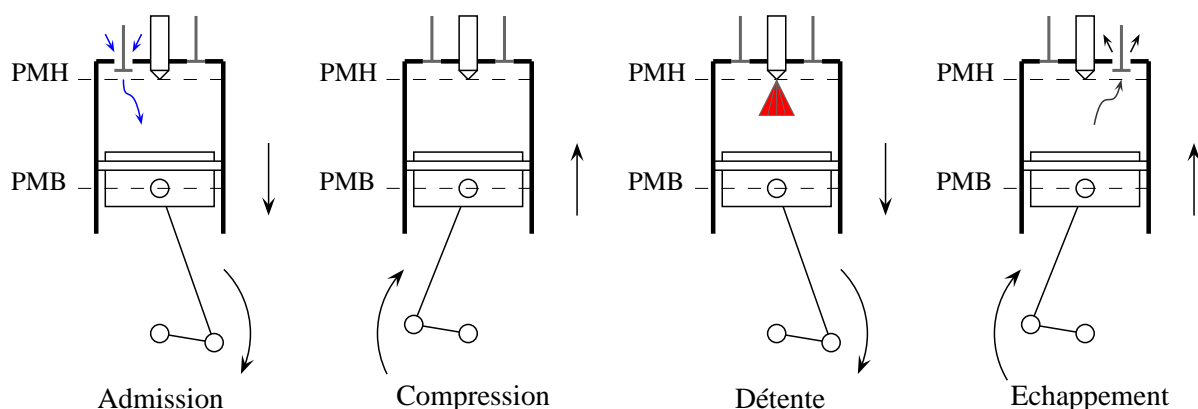


Figure 2.8 – Le cycle à quatre temps.

2.3.2 Le cycle thermodynamique

Le rôle du moteur diesel est de convertir l'énergie calorifique libérée par la combustion du carburant en énergie mécanique. Les transformations subies par le fluide au cours du cycle moteur sont généralement représentées sous la forme d'un diagramme dit de Clapeyron qui représente l'évolution de l'état du fluide en fonction de sa pression p et de son volume V . L'étude de ce diagramme permet notamment de déterminer le rendement thermodynamique théorique du moteur et ainsi de caractériser la qualité de conversion de l'énergie chimique du carburant en travail mécanique.

Pour simplifier l'analyse, les hypothèses suivantes sont admises :

1. le système est fermé (pas d'échange de matière),
2. le cycle est fermé (les variations d'énergie sur un cycle sont nulles),
3. le fluide est un gaz parfait (les chaleurs massiques à volume constant c_v et à pression constante c_p ont des valeurs fixes),

4. les transformations du cycle thermodynamique sont réversibles (les transformations subies par le fluide sont composées d'une succession d'états d'équilibres).

Le cycle diesel idéal

Les transformations subies par le fluide au cours du cycle théorique défini par Rudolph Diesel sont les suivantes (voir figure 2.9(a)) :

- O → A : admission à pression constante,
- A → B : compression isentropique (sans perte de chaleur),
- B → C : combustion à pression constante,
- C → D : détente isentropique,
- D → A : échappement à volume constant.

Le rendement thermodynamique du cycle diesel idéal, défini comme le rapport entre le travail fourni et la quantité de chaleur apportée au système en phase de combustion, est alors égal à :

$$r = 1 + \frac{1}{\gamma} \tau^{1-\gamma} \frac{1 - c^\gamma}{c - 1} \quad \text{avec} \quad \tau = \frac{V_c}{V_B} \quad \text{et} \quad c = \frac{V_A}{V_B} \quad (2.1)$$

γ est le coefficient polytropique du fluide, τ est le taux d'injection et c est le taux de compression volumétrique. Plus la combustion est rapide et plus le taux de compression est élevé, meilleur est le rendement. Ce dernier est typiquement de l'ordre de 50 %. Les détails de calcul de ce rendement sont donnés en annexe B.

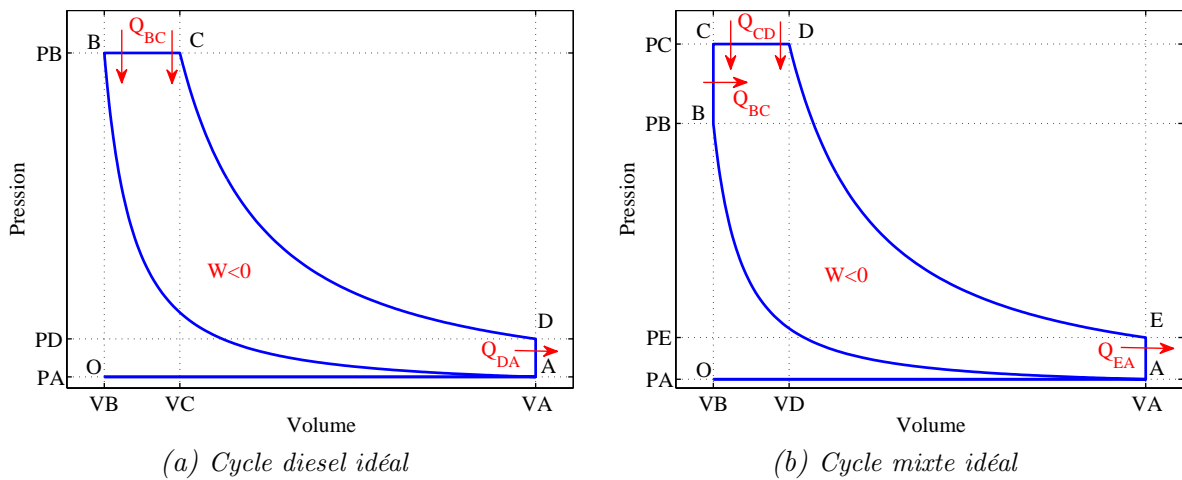


Figure 2.9 – Diagrammes de Clapeyron du cycle diesel idéal et du cycle mixte idéal.

Le cycle mixte idéal

Le cycle de fonctionnement du moteur diesel peut être assimilé à un cycle mixte. La combustion se déroule à la fois à volume constant et à pression constante (voir figure 2.9(b)). Le rendement thermodynamique du cycle mixte idéal est le suivant :

$$r = 1 + \tau^{1-\gamma} \frac{1 - kc^\gamma}{\gamma k(c - 1) + (k - 1)} \quad \text{avec} \quad k = \frac{p_C}{p_B} \quad (2.2)$$

k est le rapport entre la pression maximale et la pression en fin de compression. Plus ce rapport est grand, meilleur est le rendement. Le rendement du cycle mixte est légèrement supérieur à celui du cycle diesel. Lorsque $k = 1$, le rendement du cycle mixte est égal à celui du cycle diesel.

Le cycle réel

Les expressions des rendements des cycles théoriques (2.1) et (2.2) ne sont valables que si les hypothèses simplificatrices précédentes sont respectées. En pratique, le diagramme réel s'écarte du diagramme théorique principalement à cause des pertes subies par le fluide au cours du cycle (pertes de chaleur aux parois par exemple). Le diagramme du cycle réel est généralement inscrit dans celui du cycle théorique. La comparaison des cycles réel et théorique permet de localiser les pertes affectant le rendement du moteur.

La figure 2.10 représente le diagramme de Clapeyron du cycle réel du moteur diesel de GES. Celui-ci a été tracé à partir d'un relevé de pression cylindre à 75 % de la charge nominale du moteur.

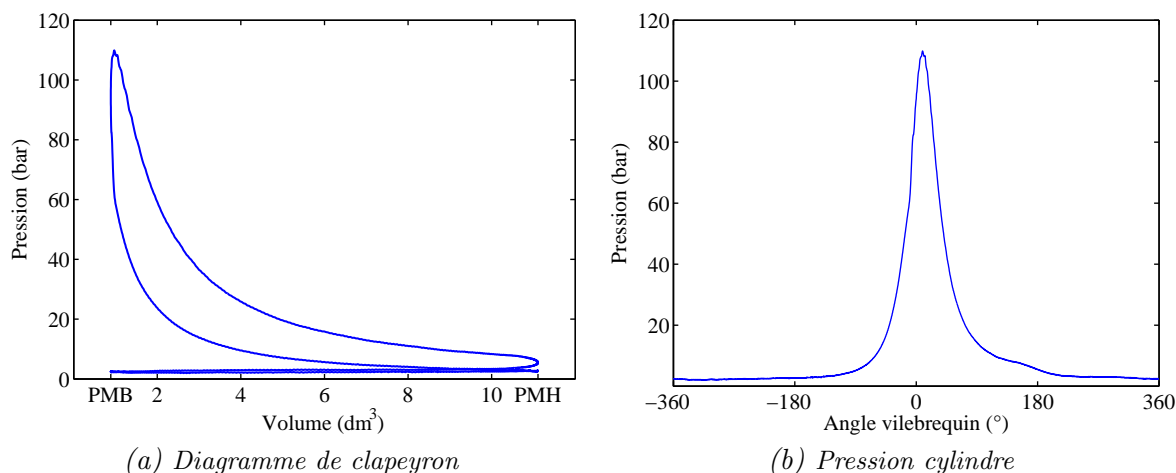


Figure 2.10 – Diagramme de Clapeyron du cycle réel.

2.3.3 Le diagramme de distribution

Un certain nombre de réglages est défini par le constructeur afin d'optimiser le remplissage et la vidange du cylindre et ainsi le processus de combustion au cours du cycle moteur. Ces réglages sont représentés sous la forme d'un diagramme dit de distribution. Le diagramme de distribution du moteur de GES est représenté sur la figure 2.11. On distingue les réglages suivants :

L'avance à l'injection (AI)

L'injection de carburant débute avant le passage du piston au PMH afin de tenir compte du délai d'auto-inflammation du carburant. La pression dans la chambre de combustion doit être maximale quelques degrés après le PMH.

L'avance à l'ouverture des soupapes d'admission (AOA)

Les soupapes d'admission s'ouvrent avant le passage du piston au PMH afin de tenir compte de l'inertie de l'air frais dans les conduites d'admission.

Le retard à la fermeture des soupapes d'admission (RFA)

Les soupapes d'admission se ferment après le passage du piston au PMB. Le remplissage du cylindre se poursuit malgré la remontée du piston du fait de l'inertie des gaz frais.

L'avance à l'ouverture des soupapes d'échappement (AOE)

Les soupapes d'échappement s'ouvrent avant le passage du piston au PMB. L'évacuation des gaz brûlés débute grâce à la pression résiduelle régnant dans la chambre de combustion.

Le retard à la fermeture des soupapes d'échappement (RFE)

Les soupapes d'échappement se ferment après le passage du piston au PMH. L'air frais entrant en phase d'admission balaie les gaz brûlés résiduels.

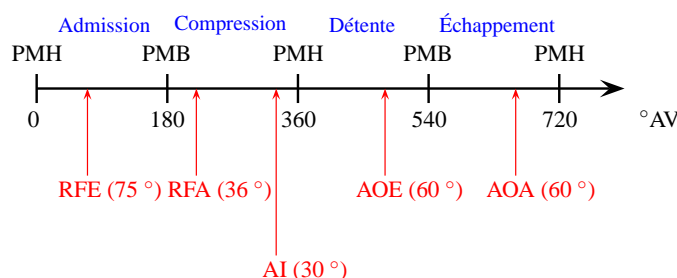


Figure 2.11 – Diagramme de distribution.

2.3.4 L'ordre d'injection

Le cycle complet du moteur diesel est ponctué des combustions de chacun des cylindres. Le choix d'un ordre d'injection résulte d'un compromis entre plusieurs paramètres dont les sollicitations en torsion subies par le vilebrequin. Dans le cas du moteur de GES, l'injection se fait successivement côté A et côté B afin d'équilibrer les efforts de part et d'autre du vilebrequin. Le décalage angulaire entre deux injections est successivement de 22 et 50° AV (voir figure 2.12).

À partir du diagramme de distribution et de l'ordre d'injection du moteur, il est possible de construire un diagramme global permettant de repérer à un instant donné les phases dans lesquelles se situent les cylindres (voir figure 2.13). Sachant que la combustion s'étale environ sur une cinquantaine de° AV, au moins deux cylindres sont en phase de combustion à un instant donné. Le cycle complet du moteur est ponctué de nombreux

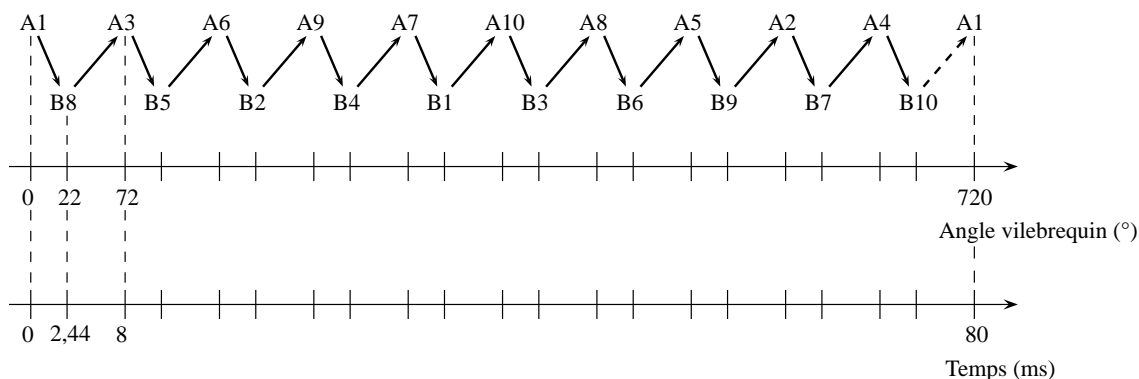


Figure 2.12 – Ordre d'injection.

événements transitoires (chocs de combustion et claquements de soupapes). Les jeux nécessaires au bon fonctionnement des différentes liaisons de l'attelage mobile sont également à l'origine de chocs supplémentaires. En effet, lorsque le déplacement du piston change de sens, un cognement se produit entre le piston et la chemise du cylindre. On parle de basculement du piston (ou piston slap en anglais). Ce phénomène est particulièrement marqué aux alentours du PMH en phase de détente puisque les forces de pression dues à la combustion des gaz propulsent violemment le piston contre la chemise. Le basculement du piston est une source de bruit importante [Haddad et Pullen, 1974, Nakashima *et al.*, 1999].

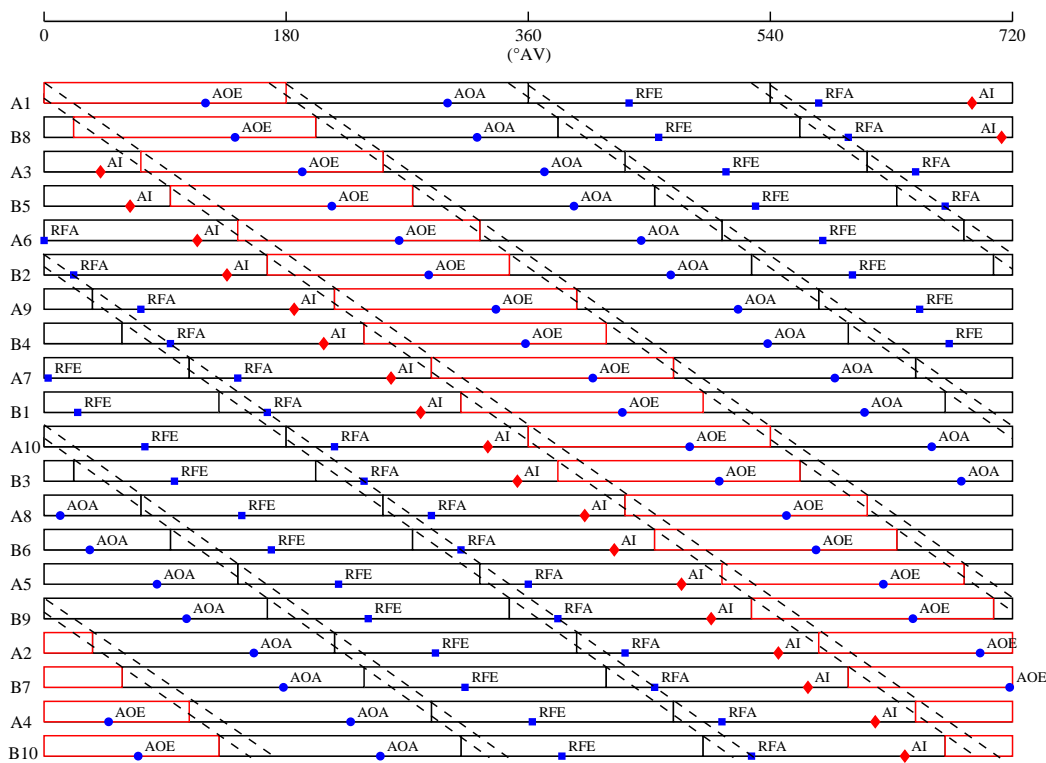


Figure 2.13 – Diagramme global (les rectangles rouges représentent les phases de détente).

2.4 Indicateurs de performance

Dans cette section, nous présentons quelques indicateurs permettant d'évaluer les performances du moteur diesel en termes de puissances et de rendements [Guibert, 2005]. Ces indicateurs sont évalués dans le cas du moteur de GES à 75 % de la charge nominale (voir tableau 2.2). Ceux-ci ont été calculés à partir de la courbe de pression cylindre de la figure 2.10b.

2.4.1 Travail, puissance et pression moyenne indiqués

- Le travail indiqué W_i correspond au travail des forces de pression dues à la combustion des gaz et transmises au piston. Il est égal à la surface fermée du diagramme de Clapeyron :

$$W_i = - \int p dV \quad (2.3)$$

- La puissance indiquée P_i correspond à la puissance fournie au piston. Elle est égale au travail indiqué W_i multiplié par le nombre de cycles par seconde :

$$P_i = W_i \frac{N_{rot}}{120} \quad (2.4)$$

N_{rot} est le régime de rotation.

- La pression moyenne indiquée PMI correspond à la pression constante qui appliquée au piston pendant sa course motrice fournirait le même travail indiqué W_i . Elle est égale à :

$$PMI = \frac{W_i}{c_u} \quad (2.5)$$

c_u est la cylindrée unitaire. La PMI est une grandeur essentielle pour les motoristes puisqu'elle permet de comparer les performances de combustion de moteurs de cylindrées différentes.

2.4.2 Puissance effective

La puissance effective P_e est la puissance développée au niveau de l'arbre moteur :

$$P_e = C_e \omega_{rot} \quad (2.6)$$

C_e est le couple effectif et ω_{rot} est la pulsation angulaire.

2.4.3 Consommation spécifique

La consommation spécifique CSE est la consommation horaire du moteur en carburant \dot{m}_c rapportée à la puissance effective P_e . Cette consommation dépend du pouvoir calorifique du carburant PCI et du rendement global η_g du moteur :

$$CSE = \frac{\dot{m}_c}{P_e} = \frac{3600000}{\eta_g PCI} \quad (2.7)$$

La consommation spécifique d'un gros moteur diesel est typiquement de l'ordre de 210 g/kW/h. Sachant que le pouvoir calorifique du carburant est d'environ de 42500 kJ/kg, le rendement global η_g est alors de 40 %.

2.4.4 Rendements

Il existe une multitude de rendements intervenant à différents stades du processus de conversion de la puissance chimique du carburant en puissance mécanique à l'accouplement. Le bilan des principaux rendements est schématisé sur la figure 2.14.

Rendement global

Le rendement global, déjà introduit précédemment, correspond au rapport entre la puissance effective P_e et la puissance calorifique P_{cal} du carburant :

$$\eta_g = \frac{P_e}{P_{cal}} \quad (2.8)$$

Le rendement global η_g se décompose en deux principaux rendements :

$$\eta_g = \eta_i \eta_{org} \quad (2.9)$$

η_i est le rendement indiqué et η_{org} est le rendement organique.

Rendement indiqué

Le rendement indiqué est le rapport entre la puissance indiquée P_i et la puissance calorifique P_{cal} du carburant :

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_{cal}} \quad (2.10)$$

Le rendement indiqué caractérise la qualité de la combustion. Celui-ci se décompose en trois sous-rendements :

$$\eta_i = \eta_{comb} \eta_{th} \eta_{cycle} \quad (2.11)$$

η_{comb} est le rendement de combustion, η_{th} est le rendement thermodynamique théorique et η_{cycle} est le rendement de cycle.

Rendement de combustion

Le rendement de combustion η_{comb} est le rapport entre la puissance effectivement libérée lors de la combustion des gaz P_{comb} et la puissance calorifique du carburant P_{cal} :

$$\eta_{comb} = \frac{P_{comb}}{P_{cal}} \quad (2.12)$$

D'après [Heywood, 1988], ce rendement est proche de l'unité.

Rendement thermodynamique

Le rendement thermodynamique η_{th} a été défini à la sous-section 2.3.2. Il caractérise le rendement de conversion de l'énergie calorifique libérée par la combustion des gaz en énergie mécanique lorsque le fluide suit les transformations théoriques du cycle idéal :

$$\eta_{th} = \frac{P_{i,th}}{P_{comb}} \quad (2.13)$$

Rendement de cycle

Le rendement de cycle η_{cycle} traduit l'écart du cycle réel par rapport au cycle théorique :

$$\eta_{cycle} = \frac{P_i}{P_{i,th}} \quad (2.14)$$

En effet, le diagramme réel diffère sensiblement du diagramme théorique. Il est toujours inscrit dans le cycle de référence mais sa surface est inférieure de 75 % à 85 % d'après [Brun, 1981]. Cet écart provient de pertes notamment dues aux échanges de chaleur aux parois.

Rendement organique

Le rendement organique prend en compte toutes les pertes d'origine mécanique (friction et entraînement des auxiliaires). Il est égal au rapport entre la puissance effective P_e et la puissance indiquée P_i :

$$\eta_{org} = \frac{P_e}{P_i} \quad (2.15)$$

D'après [Mahon, 1992], le rendement organique est de l'ordre de 70 % à 85 % à pleine charge. Il décroît à mesure que la charge diminue.

Tableau 2.2 – Indicateurs de performance du moteur à 75 % de charge.

Travail indiqué W_i	15 kJ
Puissance indiquée P_i	190 kW
Pression moyenne indiquée PMI	15 bars
Puissance effective P_e	155 kW
Consommation spécifique CSE	210 g/kW/h
Rendement global η_g	40 %
Rendement indiqué η_i	50 %
Rendement organique η_g	80 %

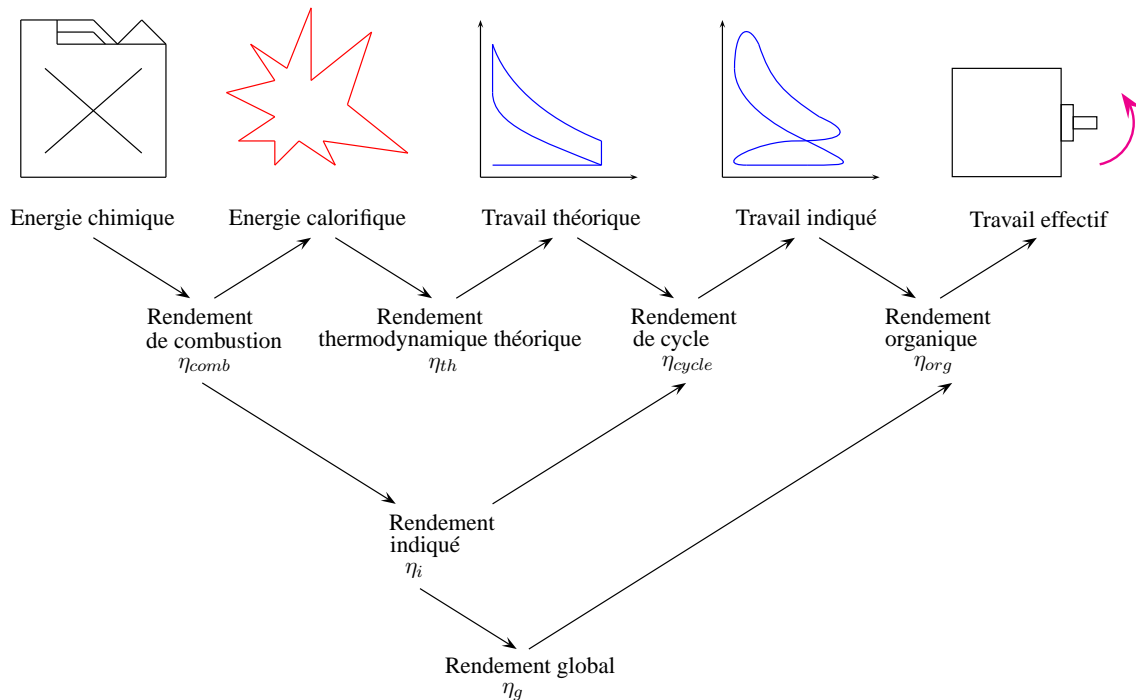


Figure 2.14 – Bilan des rendements du moteur.

2.5 Le processus de combustion

2.5.1 Criticité du processus de combustion

Le processus de combustion tient une place très importante dans le suivi et le contrôle du moteur. Celui-ci conditionne les performances du moteur à la fois en termes de rendements, de pollutions et d'émissions sonores. De nombreux systèmes sont impliqués dans le processus de combustion et par conséquent de nombreuses défaillances sont susceptibles d'en affecter le bon déroulement.

Les défaillances du GES ont été analysées dans [Meuwisse *et al.*, 1993]. Le groupe électrogène a été décomposé en ensembles et sous-ensembles fonctionnels. Les paramètres de fiabilité (taux de défaillance, gravité, temps de réparation...) de chacun de ces ensembles ont été quantifiés à partir de retours d'expérience. Au regard de ces analyses, deux sous-ensembles du moteur diesel sujets à de nombreuses défaillances attirent plus particulièrement notre attention : le dispositif de distribution et le dispositif d'injection (voir tableau 2.3). Les défaillances de ces dispositifs se répercutent directement sur le processus de combustion et sont jugées graves pour la sûreté nucléaire.

2.5.2 Importance de la courbe de pression cylindre

La courbe de pression cylindre contient beaucoup d'informations à propos du processus de combustion. De nombreux observateurs physiques de la combustion ont été proposés dans la littérature à partir de la courbe de pression [Torredeme *et al.*, 1993, Leonhardt *et al.*, 1999]. Tout d'abord, le diagramme de Clapeyron (tracé de la pression en fonction du volume) permet d'estimer la pression moyenne indiquée ou le rendement indiqué et ainsi de quantifier la qualité de conversion de l'énergie chimique du carburant

Tableau 2.3 – Défaillances des dispositifs de distribution et d'injection.

Dispositif de distribution

- Jeux excessifs des culbuteurs
- Mauvaise fermeture des soupapes
- Pertes d'étanchéité des soupapes

Dispositif d'injection

- Quantité de combustible injecté insuffisante
- Mauvais calage des pompes d'injection (avance à l'injection)
- Injection du combustible défectueuse

en énergie mécanique. Ensuite, l'analyse directe de la courbe de pression cylindre permet de suivre les différentes étapes du processus de combustion. De nombreux paramètres pertinents peuvent en être extraits :

- amplitude et position angulaire du maximum de pression p_{max}
- amplitude et position angulaire du maximum du gradient de pression $(dp/d\theta)_{max}$
- etc.

Enfin, la courbe de pression cylindre permet aussi l'estimation de la loi de dégagement de chaleur [Krieger et Borman, 1966, Gatowski *et al.*, 1984] et ainsi une étude plus approfondie du déroulement du processus de combustion. Les positions angulaires CA_X pour lesquels X % de la masse de carburant a brûlé permettent de suivre de manière simple l'évolution de la combustion. Les angles CA_{10} , CA_{50} et CA_{90} caractérisent respectivement le début, le milieu et la fin de la combustion. La durée de combustion est donnée par la différence entre les angles CA_{90} et CA_{10} . L'angle CA_{50} correspond au « centre de gravité » de la combustion. Il est de quelques degrés pour un rendement optimisé.

2.5.3 Les étapes du processus de combustion

Nous décrivons maintenant plus amplement les différentes étapes du processus de combustion.

La figure 2.15 représente la courbe de pression cylindre du moteur de GES à 75 % de la charge nominale (courbe identique à celle de la figure 2.10(b)). La pression à l'entrée de l'injecteur ainsi que la position de l'aiguille de l'injecteur sont également représentées. La figure 2.16 représente le taux de dégagement de chaleur $dQ/d\theta$ estimé à partir de la courbe de pression précédente. Sur ces deux figures, on distingue les étapes suivantes :

Amorçage de la pompe d'injection (A)

La came d'injection actionne la pompe d'injection, 30 °AV avant le PMH d'après le diagramme de distribution (voir figure 2.3.3). La pompe alimente alors l'injecteur en carburant.

Délai d'injection (A→B)

Le délai entre l'amorçage de la pompe et la levée de l'aiguille de l'injecteur est appelé le délai d'injection. Ce délai est d'une dizaine de °AV. L'injection débute donc 20 °AV avant le PMH.

Levée de l'aiguille de l'injecteur (B)

La pression à l'intérieur de l'injecteur augmente. Lorsqu'elle atteint les 250 bars environ, l'aiguille de l'injecteur se lève et le carburant est pulvérisé dans la chambre de combustion. La pression d'ouverture de l'injecteur est déterminée par le tarage d'un ressort situé à l'intérieur de celui-ci.

Délai d'inflammation (B→C)

La combustion ne démarre pas immédiatement. Il existe un certain délai appelé le délai d'inflammation. Ce dernier correspond au temps nécessaire au carburant pour se vaporiser et se mélanger à l'air. De plus, la température dans la chambre de combustion au début de l'injection est encore inférieure au point d'inflammation du mélange. Ce délai est d'une dizaine de °AV. Plus la température en fin de compression est élevée plus le délai d'inflammation est court. Les turbulences régnant dans la chambre de combustion ainsi que la finesse des gouttes de carburant injectées favorisent aussi la rapidité d'inflammation du mélange.

Début de combustion (C)

La combustion démarre 10 °AV avant le PMH. La position angulaire du début de la combustion se distingue par une rupture de pente de la courbe de pression cylindre. Le maximum du gradient de pression $(dp/d\theta)_{max}$ est un paramètre très important puisque son amplitude et sa position angulaire caractérisent l'intensité et le phasage de la combustion.

Combustion de prémélange (C→D)

La fraction de carburant ayant vaporisée et mélangée avec l'air pendant le délai d'inflammation se consomme. La vitesse de combustion est très rapide et la pression cylindre croît fortement. Plus le délai d'inflammation est long, plus la quantité de carburant injectée avant le début de combustion est importante et plus le dégagement de chaleur durant cette phase est élevé. La durée de cette première phase de combustion est seulement de quelques °AV.

Combustion de diffusion (D→E)

L'injection se poursuit et le combustible continue à brûler progressivement. La vitesse de combustion est pilotée par la loi d'injection (débit de l'injecteur). Elle diminue progressivement tandis que la température et la pression continuent à s'élever. La pression cylindre atteint une valeur maximale de 110 bars à 9,5 °AV après le PMH.

Fermeture de l'aiguille de l'injecteur (E)

La fermeture de l'injecteur 15 °AV après le PMH marque la fin de la combustion de diffusion.

Combustion tardive (E→?)

Le mélange de carburant restant continue à brûler mais les conditions de combustion sont de plus en plus défavorables. La combustion principale dure approximativement une cinquantaine de °AV.

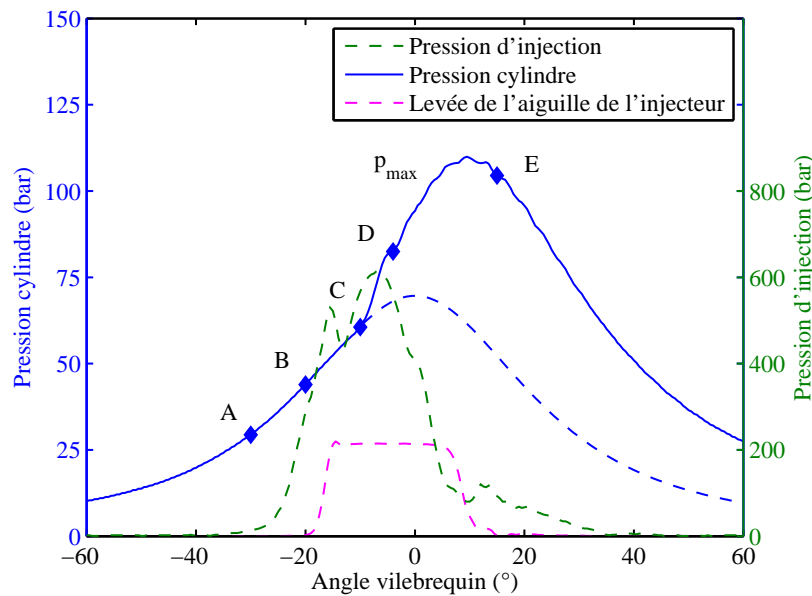


Figure 2.15 – Pression cylindre avec injection (en trait continu bleu) et sans injection (en trait interrompu bleu), pression d'injection à l'entrée de l'injecteur (en trait interrompu vert) et levée de l'aiguille de l'injecteur (en trait interrompu mauve) à 75 % de charge.

La figure 2.17 représente le spectre de la courbe de pression cylindre. Sur ce spectre, on distingue différentes zones :

- I - L'amplitude du spectre décroît tout d'abord linéairement entre 0 et 375 Hz avec une forte pente (-50 dB).
- II - L'amplitude du spectre décroît également linéairement entre 400 et 2000 Hz mais avec une plus faible pente (-10 dB).
- III - Entre 2200 et 2900 Hz, il apparaît une résonance. Celle-ci pourrait correspondre à la première fréquence propre de cavité de la chambre de combustion. D'après [Hickling *et al.*, 1979, Ligier et Baron, 2002], la première fréquence propre de cavité de la chambre de combustion est définie par la relation suivante :

$$f_{cav} = \frac{1,84 c_s}{\pi A} \quad \text{avec} \quad c_s = \sqrt{\gamma RT} \quad (2.16)$$

A est l'alésage du cylindre et c_s est la célérité du son dans l'air à la température T . γ et R sont respectivement le coefficient polytropique et la constante spécifique de

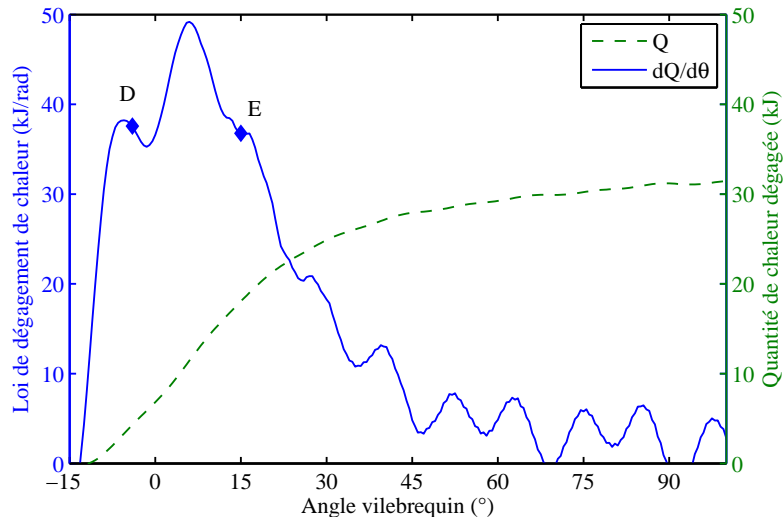


Figure 2.16 – Loi de dégagement de chaleur $dQ/d\theta$ (en trait continu bleu) et quantité de chaleur libérée Q (en trait interrompu vert) estimées à partir de la courbe de pression cylindre à 75 % de charge.

l'air ($\gamma = 1,4$ et $R = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$). Pour une température moyenne de combustion de l'ordre de $1100 \text{ }^\circ\text{C}$, on obtient une fréquence de 1800 Hz proche de celle identifiée sur le spectre.

IV - Au-delà de 3000 Hz , le spectre est chaotique.

D'après [Tung et Crocker, 1982, Schaberg *et al.*, 1990], la zone I est liée à la pression maximale p_{max} tandis que la zone II est liée au gradient de pression $dp/d\theta$. Plus le taux d'augmentation de pression est important, plus les hautes fréquences sont excitées. La combustion peut également exciter les modes de cavité de la chambre de combustion (zone III). On parle alors de phénomènes de cliquetis² [Hickling *et al.*, 1979]. La figure 2.18 représente l'évolution du spectre de la courbe de pression cylindre en fonction du niveau de charge. Plus la charge est importante, plus le spectre est large bande.

2. Montée brutale de pression.

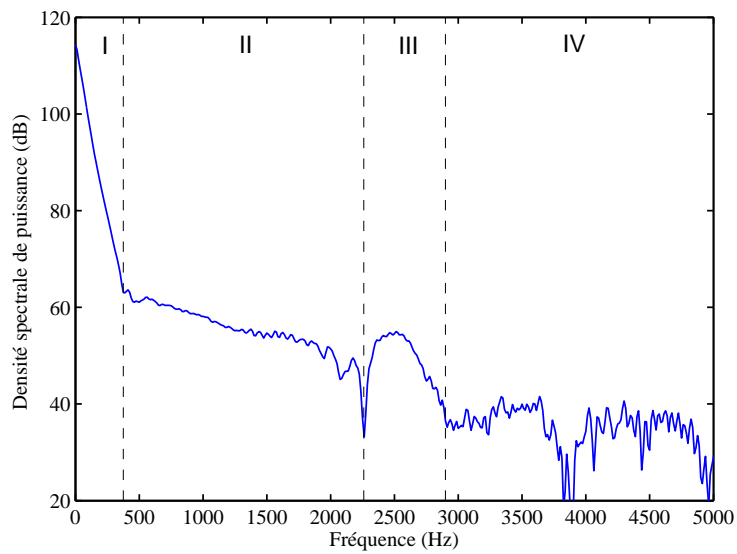


Figure 2.17 – Spectre de la pression cylindre à 75 % de charge.

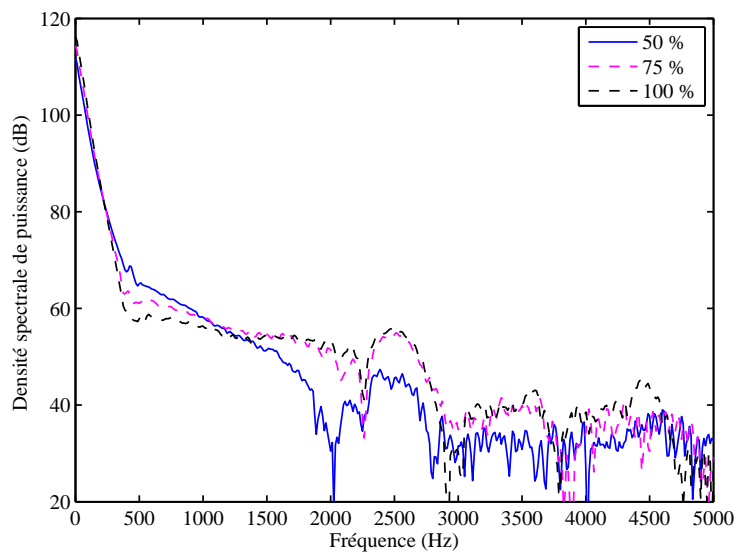


Figure 2.18 – Spectre de la pression cylindre en fonction du niveau de charge.

Le diagnostic par analyse de la vitesse du vilebrequin

Dans ce chapitre, nous présentons une synthèse bibliographique des méthodes de diagnostic du moteur thermique (moteur diesel et moteur à essence inclus) basées sur une mesure des fluctuations de vitesse du vilebrequin.

3.1 Motivations

3.1.1 Problème lié à la mesure directe de la pression cylindre

Comme mentionné précédemment, la courbe de pression cylindre contient beaucoup d'informations à propos du processus de combustion. Elle donne accès à de nombreux indicateurs physiques de la combustion. [Schiefer *et al.*, 2003] inventorient les avantages d'une telle mesure pour le contrôle et la régulation du moteur en boucle fermée. Cependant, en pratique, il est peu concevable d'envisager une mesure directe de la pression cylindre. Le capteur piézoélectrique placé dans la chambre de combustion doit supporter des conditions thermodynamiques extrêmes. Son coût est élevé et sa durée de vie est limitée. De plus, son installation requiert une opération d'usinage de la culasse. La mesure directe de la pression cylindre est donc peu économique. C'est pourquoi, il est préférable de s'orienter vers des mesures non intrusives de la combustion. Deux types de mesures ont principalement été considérés dans la littérature :

- la mesure des vibrations de la structure (bloc moteur ou culasse),
- et la mesure des fluctuations de vitesse angulaire du vilebrequin.

3.1.2 Avantages et limites d'une mesure de vitesse

Avantages

Dans la littérature, la mesure des fluctuations de vitesse du vilebrequin a suscité le plus fort engouement. Cet engouement se justifie par le fait que le capteur de vitesse est

très souvent un élément déjà intégré au système de contrôle du moteur. Il paraît alors judicieux de profiter de la présence de ce capteur. Ensuite, les fluctuations de vitesse du vilebrequin peuvent être modélisées assez fidèlement à l'aide de modèles analytiques. Les phénomènes physiques à l'origine de ces fluctuations sont bien connus. Cette connaissance donne ainsi la possibilité de reconstruire les forces agissant sur le vilebrequin, notamment celles dues à la pression des gaz (couple indiqué), par inversion du modèle.

Dans le cadre de cette application, du fait des dimensions importantes du moteur de GES et de la présence de culasses individuelles, les cylindres sont très éloignés et très isolés les uns des autres. La surveillance complète du moteur à partir des vibrations de la structure requiert l'installation d'au moins un capteur accélérométrique par cylindre. À l'inverse, les fluctuations de vitesse du vilebrequin sont sensibles aux combustions de chacun des cylindres. La surveillance complète du moteur semble possible à partir d'une seule mesure. L'idée d'une instrumentation restreinte est également intéressante vis-à-vis des contraintes imposées par la sûreté nucléaire.

Limites

Les signaux vibratoires de la structure et les signaux de vitesse du vilebrequin ont des bandes passantes différentes.

Les vibrations de la structure issues de la combustion sont directement liées au gradient de la pression cylindre $dp/d\theta$. Ainsi, elles sont particulièrement sensibles aux phénomènes hautes fréquences de la combustion. De plus, le bloc moteur est très rigide et agit comme un filtre passe-haut. Ses modes de résonance en flexion sont localisés dans les hautes fréquences. Les signaux vibratoires de la structure sont donc à bande fréquentielle large.

À l'inverse, les fluctuations de vitesse du vilebrequin sont peu sensibles aux variations de pression. Le couple indiqué dépend directement de la pression cylindre. De plus, le vilebrequin a un comportement élastique par rapport à celui de la structure et agit comme un filtre passe-bas. Les premiers modes de résonance en torsion du vilebrequin sont localisés dans les basses fréquences (quelques centaines de Hz). Les signaux de vitesse du vilebrequin sont donc à bande fréquentielle étroite. D'après [Williams, 1996], l'énergie des signaux est peu significative au-delà du 24^{ième} harmonique de la fréquence cyclique. Pour un moteur fonctionnant à une vitesse de rotation de 1500 tr/min, cela équivaut à une bande fréquentielle de seulement 300 Hz. Le contenu fréquentiel de la courbe de pression cylindre dans cette bande de fréquence est essentiellement lié à la pression maximale p_{max} [Tung et Crocker, 1982]. Par conséquent, les méthodes de diagnostic basées sur une mesure des fluctuations de vitesse du vilebrequin ne peuvent prétendre à un niveau de diagnostic aussi fin que les méthodes basées sur une mesure des vibrations de la structure.

3.2 Principe

Les fluctuations de vitesse du vilebrequin dépendent des actions qui lui sont appliquées par le biais des différentes bielles du moteur. Ces actions de bielle se décomposent principalement en la somme de deux couples :

1. le couple indiqué dû aux forces de pression des gaz (compression et détente),
2. et le couple d'inertie dû aux forces d'inerties des masses alternatives (pistons et

bielles).

Seules les fluctuations de vitesse dues au couple indiqué sont d'intérêt puisque celles-ci sont en rapport avec le processus de combustion.

L'amplitude du couple d'inertie est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation du moteur. À forte charge et faible régime de rotation, le couple indiqué est prédominant. Ainsi, lorsque l'un des cylindres est en phase de compression, les forces de pression des gaz s'opposent à la montée du piston et la vitesse du vilebrequin diminue. Inversement, lorsque l'un des cylindres est en phase de détente, les forces de pression dues à la combustion des gaz repoussent le piston et la vitesse du vilebrequin augmente. La défaillance de l'un des cylindres en phase de combustion doit alors entraîner des perturbations anormales des fluctuations de vitesse. Il est donc possible d'observer, plus ou moins lisiblement, la qualité du processus de combustion dans chacun des cylindres à partir des fluctuations de vitesse du vilebrequin.

La figure 3.1 représente différentes simulations des fluctuations de vitesse du vilebrequin¹ d'un moteur quatre cylindres :

- En condition normale de fonctionnement, toutes les pressions cylindres sont identiques² à un déphasage près dépendant de l'ordre d'injection. Les fluctuations de vitesse du vilebrequin sont alors uniformes. Chaque cylindre accélère de manière identique le vilebrequin à un déphasage près. À bas régime de rotation, le couple indiqué est prédominant. La corrélation entre les pressions cylindres et les fluctuations de vitesse est forte. Cette corrélation se dégrade à haut régime de rotation, le couple d'inertie devenant non négligeable par rapport au couple indiqué.
- En condition défectueuse de fonctionnement, un défaut de combustion est simulé en réduisant la pression maximale de l'un des cylindres. Le couple indiqué fourni par ce cylindre est affecté. Les fluctuations de vitesse du vilebrequin sont alors « distordues » du fait de la non-uniformité des contributions des cylindres.

3.3 Synthèse bibliographique

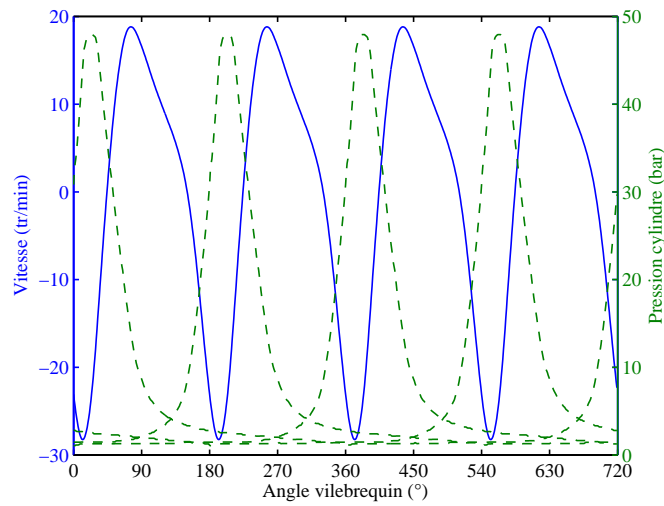
Le but de cette synthèse bibliographique est de présenter une vue d'ensemble des méthodes de diagnostic du moteur thermique basées sur une mesure des fluctuations de vitesse du vilebrequin en insistant sur les différentes hypothèses simplificatrices considérées.

Les travaux sur le sujet sont nombreux. Beaucoup d'entre eux datent déjà d'une vingtaine d'années et portent sur la détection de ratés de combustion (misfire en anglais) [Williams, 1996]. Cette forte production scientifique est en partie due aux exigences réglementaires concernant les émissions polluantes des véhicules automobiles de plus en plus strictes à partir des années 1980. À cette époque, des systèmes de diagnostic commencent à être intégrés (On Board Diagnostic en anglais) afin de contrôler le bon fonctionnement des moteurs et ainsi de permettre aux véhicules de respecter les seuils d'émissions polluantes.

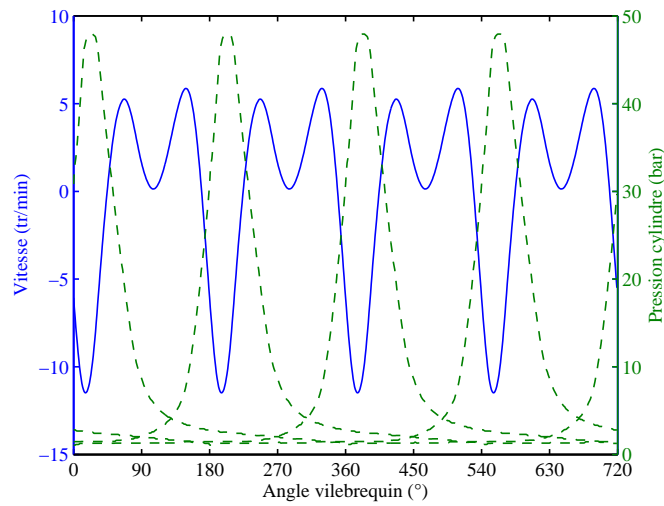
La vitesse instantanée de rotation du vilebrequin est généralement mesurée à proximité du volant d'inertie à l'aide d'un capteur inductif placé au devant de la couronne de démarrage. Ce capteur inductif détecte le passage des dents. Le signal est modulé en fré-

1. Le vilebrequin est supposé parfaitement rigide.

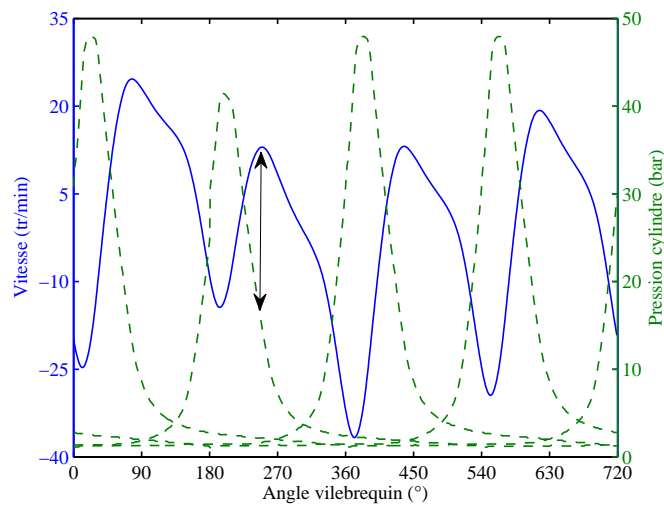
2. En réalité, il existe toujours de faibles dispersions d'un cylindre à un autre.



(a) Condition normale (bas régime)



(b) Condition normale (haut régime)



(c) Condition défectueuse (bas régime)

Figure 3.1 – Simulations des fluctuations de vitesse du vilebrequin d'un moteur quatre cylindres.

quence en fonction des fluctuations de vitesse du vilebrequin. Les principales techniques de mesure existantes sont présentées dans [Li *et al.*, 2005, Gu *et al.*, 2006]. La technique la plus courante est le comptage du temps écoulé entre deux fronts montants à l'aide d'une fréquence d'horloge de plusieurs dizaines de MHz.

Les méthodes de diagnostic proposées sont testées et validées expérimentalement en simulant des défauts de combustion sur un moteur d'étude. Ces défauts sont souvent générés en réduisant l'alimentation des injecteurs en combustible soit radicalement pour simuler un raté de combustion (misfire en anglais) soit partiellement pour simuler une combustion incomplète (fuel leakage fault en anglais). Peu de travaux ont mis en évidence la possibilité de détecter des défauts plus fins.

Toutes les méthodes développées ont pour but de remonter, directement ou indirectement, au couple indiqué ou encore plus en amont aux pressions cylindres. Ces grandeurs contiennent en effet l'information utile à propos du processus de combustion. La plupart des méthodes s'appuient soit explicitement soit implicitement sur une modélisation du vilebrequin. On distingue deux grandes familles selon que le vilebrequin est considéré comme un solide indéformable (vilebrequin rigide) ou comme un solide déformable (vilebrequin élastique). Ainsi, cette synthèse bibliographique est organisée suivant le niveau de « sophistication » du modèle considéré :

1. vilebrequin rigide,
2. vilebrequin rigide couplé élastiquement à la charge,
3. vilebrequin élastique,

À titre d'exemple, la figure 3.2 montre différentes modélisations envisageables d'un moteur quatre cylindres. Chaque système équivalent est constitué d'un ensemble d'inerties en rotation reliées entre elles par des ressorts de torsion. La complexité du système dépend du nombre de degrés de liberté (ddl). Ce type de modèle a été très largement utilisé pour simuler le comportement dynamique en torsion de vilebrequins avec des résultats très satisfaisants [Johnston et Shusto, 1994, Mauer, 1994, Kimura *et al.*, 2001, Mendes *et al.*, 2008].

Enfin, la dernière partie de cette synthèse bibliographique est consacrée aux méthodes ne nécessitant pas de modélisation du vilebrequin.

3.3.1 Vilebrequin rigide

Le vilebrequin est supposé infiniment rigide. Il n'est pas susceptible de se déformer. Pour un moteur de véhicule automobile standard, cette hypothèse est généralement valide à bas régime de rotation lorsque les fréquences des couples appliqués au vilebrequin (couple indiqué et couple d'inertie) sont très inférieures aux premières fréquences de résonance en torsion du vilebrequin. À plus haut régime, la bande utile du signal de vitesse doit être restreinte aux premiers harmoniques afin de rejeter les ondes de torsion. Le vilebrequin rigide est alors assimilé à un système à un degré de liberté (voir figure 3.2) dont l'équation de mouvement est la suivante [Harris et Piersol, 2002, Ligier et Baron, 2002] :

$$\begin{aligned}
 J\ddot{\theta} = J\frac{d\dot{\theta}}{dt} &= C_M(\theta) - C_R = C_P(\theta) + C_I(\theta) - C_R \\
 &= \sum_{n=1}^{n_c} C_m^n(\theta) = \sum_{n=1}^{n_c} C_p^n(\theta) + \sum_{n=1}^{n_c} C_i^n(\theta) - C_R
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

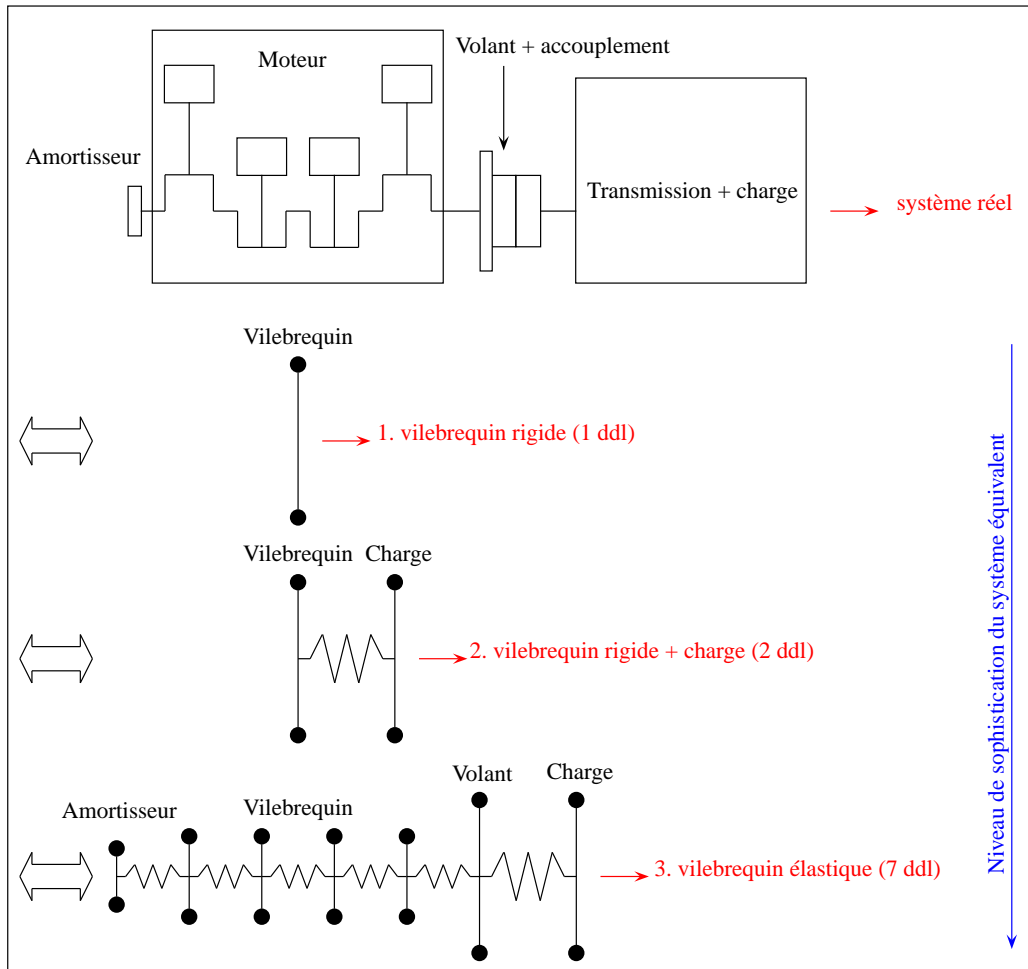


Figure 3.2 – Modélisations du vilebrequin d'un moteur quatre cylindres à l'aide de systèmes inerties-ressorts.

θ , $\dot{\theta}$ et $\ddot{\theta}$ sont respectivement la position, la vitesse et l'accélération angulaire du vilebrequin. J est le moment d'inertie de l'ensemble des masses en rotation {vilebrequin, amortisseur, volant d'inertie}. La faible raideur de l'accouplement entre le moteur et la charge découple le vilebrequin des inerties situées en aval. $C_M(\theta)$ est le couple moteur instantané constitué du couple indiqué $C_P(\theta)$ et du couple d'inertie $C_I(\theta)$. Ces couples se décomposent respectivement en la somme de contributions individuelles $C_m^n(\theta)$, $C_p^n(\theta)$ et $C_i^n(\theta)$ de chacun des n_c cylindres. Enfin, C_R est le couple résistant essentiellement dû à la charge appliquée au moteur.

Cette équation est obtenue en appliquant le principe fondamental de la dynamique au vilebrequin. Cette mise en équation est détaillée en annexe C. Elle fait appel à un certain nombre d'hypothèses simplificatrices :

1. Le vilebrequin est infiniment rigide.
2. Le moment d'inertie J est approché par sa valeur moyenne sur un tour de rotation.
3. Les dispersions de vitesse du vilebrequin sont faibles ($\dot{\theta}^2 \approx \omega_{rot}^2$).
4. Le couple résistant C_R est constant sur le cycle moteur.

Modèle inverse

À partir de l'équation (3.1), de nombreux travaux montrent la possibilité de reconstruire le couple indiqué ou même les pressions cylindres par inversion du modèle. [Lida *et al.*, 1990] estiment la pression moyenne indiquée (PMI) de chacun des cylindres par intégration de l'équation (3.1) sur un temps moteur (180 °AV pour un moteur quatre cylindres). [Kiencke, 1999] reconstruit le couple indiqué à partir d'une approche basée sur un filtre de Kalman. [Fehrenbach, 1990] et [Antoni, 2000] reconstruisent les pressions de chacun des cylindres par inversion directe de l'équation (3.1). Cette dernière méthode est maintenant plus amplement détaillée.

Reconstruction du couple indiqué

L'équation (3.1) est dépendante à la fois vis-à-vis du temps t (à cause du terme $\ddot{\theta}$) et de la position angulaire du vilebrequin θ . Cependant, la variable angulaire θ peut être substituée à la variable temporelle t en effectuant le changement de variable suivant [Connolly et Yagle, 1994] :

$$\Omega(\theta) = \Omega(\theta(t)) = \dot{\theta}(t) = \frac{d\theta(t)}{dt} \quad (3.2)$$

$\Omega(\theta)$ représente la même quantité que $\dot{\theta}(t)$ mais exprimée dans le domaine angulaire. L'équation (3.1) devient :

$$J \frac{d\Omega(\theta)}{d\theta} \Omega(\theta) = C_P(\theta) + C_I(\theta) - C_R \quad (3.3)$$

Le couple d'inertie $C_I(\theta)$ est connu. Celui-ci dépend des forces d'inertie des masses en mouvement alternatif. Le couple indiqué $C_P(\theta)$ peut ainsi être reconstruit à partir

d'une mesure de vitesse de rotation du vilebrequin $\Omega(\theta)$ échantillonnée dans le domaine angulaire :

$$\hat{C}_P(\theta) - C_R = J \left(\frac{\Omega(\theta + \Delta\theta) - \Omega(\theta)}{\Delta\theta} \right) \Omega(\theta) - C_I(\theta) \quad (3.4)$$

Le couple indiqué est déterminé à une constante près correspondant au couple résistant C_R . Cette composante continue peut être estimée en remarquant que le couple indiqué $C_P(\theta)$ est nul aux PMH de chaque cylindre. Le bras de levier du système piston-bielle-manivelle est en effet nul lorsque le piston est situé au PMH.

Reconstruction des pressions cylindres

Le couple indiqué est la somme de contributions individuelles $C_p^n(\theta)$ de chacun des n_c cylindres. À partir du couple indiqué $\hat{C}_P(\theta)$ reconstruit, il semble inconcevable d'estimer ces contributions puisque le système à résoudre est surdimensionné (1 équation pour n_c inconnues). Cependant, en pratique, on constate que lorsque l'un des cylindres est en phase de compression puis de détente, la pression dans les autres cylindres est négligeable (voir figure 3.1). Par conséquent, les contributions $C_p^n(\theta)$ sont séparables par fenêtrage. Néanmoins, cette hypothèse n'est valide que pour des moteurs de quatre ou six cylindres. Au-delà de six cylindres, il existe un recouvrement non négligeable de ces contributions. Connaissant le couple indiqué $\hat{C}_p^n(\theta)$ du cylindre n , la pression correspondante est donnée par la relation suivante :

$$\hat{p}_n(\theta) = \frac{\hat{C}_p^n(\theta)}{S f_0(\theta)} \quad \text{avec} \quad f_0(\theta) = R \left(\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right) \quad (3.5)$$

S est la surface du piston. R est le rayon de manivelle. λ est le rapport entre la longueur de bielle et le rayon de manivelle. f_0 est une fonction approchée du bras de levier du système piston-bielle-manivelle. La reconstruction de la pression est indéterminée au PMH puisque la fonction f_0 est nulle en $\theta = 0$. Cette valeur peut être estimée par interpolation.

La reconstruction du couple indiqué ou des pressions cylindres est une première étape vers le diagnostic du moteur. De nombreux indicateurs pertinents peuvent ensuite être déduits de ces courbes afin d'évaluer la qualité du processus de combustion de chacun des cylindres.

Analyse directe

Certaines méthodes analysent directement les fluctuations de vitesse du vilebrequin sans reconstruction ni du couple indiqué ni des pressions cylindres. De nombreux indicateurs ont ainsi été imaginés [Moghadas, 1986, Charbonnier, 1990, Heinein *et al.*, 1993]. Si ces méthodes n'intègrent pas une modélisation du vilebrequin, elles supposent très souvent implicitement la rigidité de celui-ci.

Le couple appliqué au vilebrequin est la somme de contributions individuelles de chacun des cylindres. En condition normale de fonctionnement, ces contributions sont égales à un déphasage près. Si le vilebrequin est parfaitement rigide, les fluctuations de vitesse du vilebrequin sont uniformes. Chaque cylindre accélère de manière identique et déphasée

le vilebrequin. En condition anormale de fonctionnement, l'un des cylindres produit moins de couple. Bien que les autres cylindres compensent cette baisse de production afin de maintenir le couple moteur moyen constant, les fluctuations de vitesse du vilebrequin sont altérées et deviennent non uniformes. Ce phénomène a précédemment été illustré sur les figures 3.1(a) et 3.1(c). Les méthodes qui suivent cherchent à caractériser la non-uniformité du signal de vitesse soit dans le domaine temporel soit dans le domaine fréquentiel. Ces méthodes sont souvent très sensibles au point de fonctionnement du moteur (charge et régime).

Domaine temporel

[Rizzoni, 1989] propose d'extraire l'enveloppe du signal à partir de ses valeurs extrêmes (*minima* et *maxima*). L'enveloppe extraite est idéalement d'amplitude constante en condition normale de fonctionnement. [Yang *et al.*, 2001] proposent de mesurer la quantité d'accélération du vilebrequin en phase de détente de chacun des cylindres. Une baisse significative de cet indicateur révèle d'un dysfonctionnement du cylindre correspondant (voir figure 3.1(c)).

Domaine fréquentiel

Les fluctuations de vitesse du vilebrequin $\Omega(\theta)$ sont périodiques par rapport au cycle du moteur et se décomposent donc en série de Fourier :

$$\Omega(\theta) = \bar{\Omega} + \sum_{k=1}^{+\infty} \Omega_k \cos\left(\frac{k}{2}\theta + \varphi_k\right) \quad (3.6)$$

$\bar{\Omega}$ est la vitesse moyenne. Ω_k et φ_k sont respectivement l'amplitude et la phase de l'harmonique d'ordre³ k . En condition normale de fonctionnement, dans le cas d'un moteur en ligne constitué de n_c cylindres, seuls les harmoniques d'ordre $k = n_c l$ avec $l \in \mathbb{Z}$ sont théoriquement présents. Le signal est en effet idéalement périodique de période $720/n_c$ °AV. Ces harmoniques sont appelés les ordres principaux (major orders en anglais). En condition anormale de fonctionnement, les harmoniques d'ordre $k = l$ avec $l \in \mathbb{Z}$ apparaissent. Moins le signal est uniforme plus ces harmoniques sont d'amplitudes importantes. Ce phénomène est illustré sur les figure 3.3(a) et 3.3(b). Ces figures représentent les spectres correspondants aux simulations des fluctuations de vitesse des figures 3.1(a) et 3.1(b).

À partir de ce constat, [Azzoni *et al.*, 1995] proposent un détecteur de défaut de combustion basé sur la sommation des amplitudes des premiers ordres non principaux. Ce détecteur est idéalement nul en condition normale de fonctionnement. De façon similaire, [Geveci *et al.*, 2005] proposent d'extraire les premiers ordres non principaux à l'aide d'un filtre réjecteur. Le signal obtenu est représentatif du déséquilibre des cylindres. [Taraza, 2001, Taraza *et al.*, 2001] montrent également la possibilité d'identifier le cylindre défectueux à partir de l'analyse de la phase des premiers ordres non principaux. La phase des ordres non principaux dépend en effet du cylindre défectueux (voir figure 3.4).

3. Une excitation d'ordre k signifie que cette excitation intervient k fois par cycle moteur.

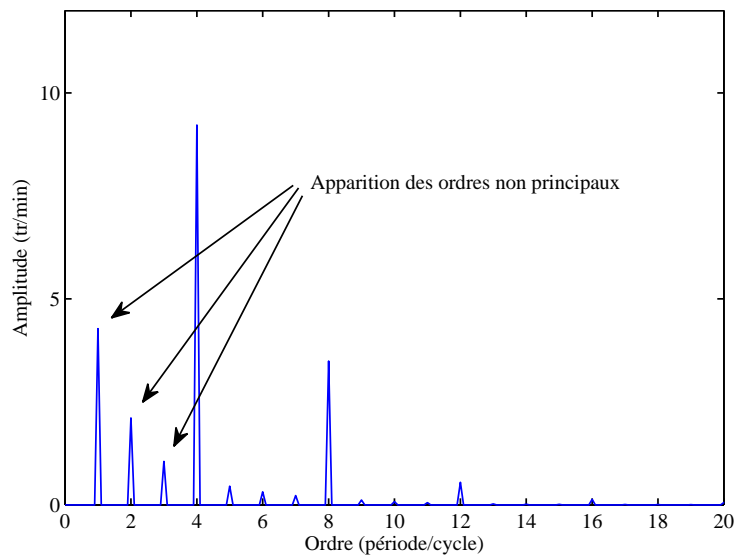
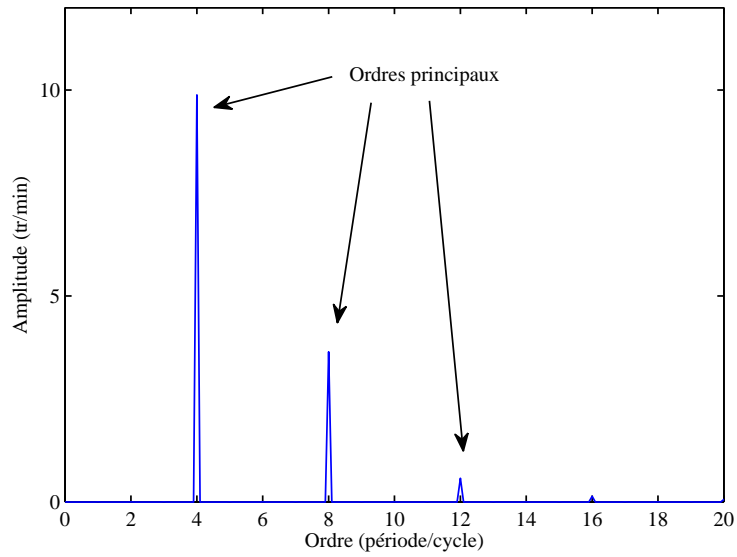


Figure 3.3 – Spectres des fluctuations de vitesse du vilebrequin d'un moteur quatre cylindres.

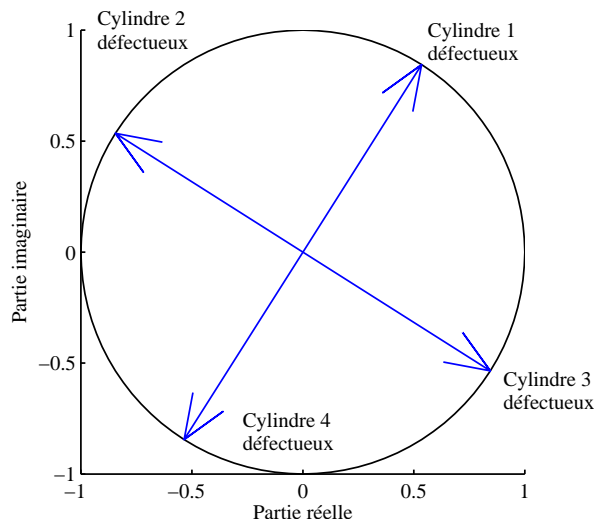


Figure 3.4 – Représentation vectorielle de la phase (diagramme de phase) de l'harmonique d'ordre un des fluctuations de vitesse d'un moteur quatre cylindres pour différents modes de fonctionnement du moteur.

3.3.2 Vilebrequin rigide couplé élastiquement à la charge

Le modèle de l'équation (3.1) suppose que le vilebrequin est découplé des inerties situées en aval de l'accouplement (ou de l'embrayage). Ce découplage est induit par l'élasticité importante de l'accouplement. Cette hypothèse n'est pas toujours valide. Dans le cas de certaines applications, les fréquences des couples appliqués au vilebrequin peuvent être très proches de la fréquence naturelle de l'accouplement correspondant généralement à la première fréquence de résonance en torsion du système. Ce phénomène survient en particulier à très bas régime de rotation ou dans le cas de gros moteurs diesel [Ostman et Toivonen, 2008]. Le modèle initial à un degré de liberté doit alors prendre en considération une inertie supplémentaire représentant la dynamique de la charge. Le système devient équivalent à un système à deux degrés de liberté (voir figure 3.2) dont les équations de mouvement sont de la forme suivante :

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} j_1 & 0 \\ 0 & j_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} C_M(\theta) = C_P(\theta) + C_I(\theta) \\ -C_R \end{Bmatrix} \\ \Leftrightarrow [\mathbf{J}]\{\ddot{\theta}\} + [\mathbf{K}]\{\theta\} &= \{C\} \end{aligned} \quad (3.7)$$

$[\mathbf{J}]$ et $[\mathbf{K}]$ sont respectivement les matrices d'inertie et de raideur du système. j_1 est le moment d'inertie du vilebrequin {vilebrequin, amortisseur, volant} et j_2 est le moment d'inertie de la charge. k est la raideur de l'accouplement. La matrice d'amortissement $[\mathbf{C}]$ est volontairement omise afin d'alléger les expressions. $\{\theta\}$ et $\{\ddot{\theta}\}$ sont respectivement les vecteurs des déplacements et des accélérations angulaires. $\{C\}$ est le vecteur des couples d'excitation.

Le système d'équations 3.7 dépend de la variable temporelle t et de la variable angulaire θ . Le passage du domaine angulaire au domaine temporel, ou inversement, peut se faire à partir de l'approximation suivante :

$$\theta = \omega_{rot} t \quad (3.8)$$

ω_{rot} est la pulsation de rotation moyenne du moteur. Étant donné que les dispersions de vitesse du vilebrequin ($\Delta\omega/\omega_{moy}$) sont typiquement de quelques pourcents, les erreurs commises au cours de cette transformation sont négligeables.

Les équations de mouvement ci-dessus sont couplées par le biais de la matrice de raideur. La reconstruction du couple indiqué puis des courbes de pression cylindre tel que présenté précédemment (voir sous-section 3.3.1) n'est pas possible à partir d'une seule mesure de vitesse. Ainsi, [Ostman et Toivonen, 2008] proposent de mesurer conjointement les fluctuations de vitesse du vilebrequin et de la charge. Le couple indiqué est reconstruit à partir du système d'équations (3.7). La reconstruction du couple indiqué ne requiert pas nécessairement que le couple résistant C_R soit constant sur le cycle moteur. Le cylindre défectueux est ensuite identifié par analyse de la phase des premiers ordres non principaux de façon similaire aux travaux de [Taraza, 2001] à l'exception que cette analyse est réalisée à partir du couple indiqué reconstruit et non à partir du signal de vitesse brut. L'identification du cylindre défailant est par conséquent plus robuste. [Citron et al., 1989] utilisent un modèle comportant quatre degrés de liberté. Ceux-ci représentent respectivement l'amortisseur, le vilebrequin (toujours supposé rigide), le volant d'inertie et la charge. Le couple moteur $C_M(\theta)$ est reconstruit par passage du système d'équations (3.7) du domaine temporel au domaine fréquentiel ($\{C\} = \{\tilde{C}\}e^{j\omega t}$ et $\{\theta\} = \{\tilde{\theta}\}e^{j\omega t}$) :

$$[R]^{-1}\{\tilde{C}\} = \{\tilde{\theta}\} \quad \text{avec } [R] = [K] - \omega^2[J] \quad (3.9)$$

$\{\tilde{C}\}$ et $\{\tilde{\theta}\}$ sont respectivement les amplitudes complexes des vecteurs des couples d'excitation $\{C\}$ et des déplacements angulaires $\{\theta\}$ à la fréquence ω . Si le couple résistant C_R est supposé constant alors le couple moteur $C_M(\theta)$ est le seul couple de nature oscillatoire. Ainsi, à fréquence ω différente de zéro, le vecteur $\{\tilde{C}\}$ comporte un seul terme non nul. Le couple moteur est ainsi reconstruit à partir d'une seule mesure de vitesse. Cette reconstruction s'effectue à une composante continue près correspondant au couple résistant C_R . Le couple indiqué puis les pressions cylindres sont ensuite estimés de façon similaire aux méthodes présentées précédemment (voir sous-section 3.3.1).

3.3.3 Vilebrequin élastique

Si les fréquences des couples d'excitation sont proches des premières fréquences de résonance en torsion du vilebrequin alors ce dernier se comporte comme un solide déformable. Pour un moteur de véhicule automobile standard, ce phénomène survient en particulier à haut régime de rotation, la première fréquence naturelle du vilebrequin étant bien au-delà de la centaine d'Hertz. Les déformations du vilebrequin se superposent au déplacement angulaire du vilebrequin en tant que corps rigide. Pour prendre en compte ces déformations, le système équivalent est constitué de n degrés de liberté. Un degré de liberté est attribué à chacun des manetons du vilebrequin (voir figure 3.2). Sous forme matricielle, les équations de mouvement du système sont semblables aux expressions (3.7) et (3.9). En revanche, les matrices sont de taille $n \times n$ et les vecteurs sont de taille $n \times 1$.

Le système peut être considéré comme un système à entrées multiples et à sorties multiples (Multiple-Input and Multiple-Output system ou MIMO system en anglais). Les entrées sont les couples d'excitation $\{C\}$ appliqués au système et les sorties sont les réponses du système en termes de déplacement $\{\theta\}$, de vitesse $\{\dot{\theta}\}$ ou d'accélération $\{\ddot{\theta}\}$. En pratique, les réponses du vilebrequin sont généralement mesurées en un seul

point. Le système se réduit alors à un système à entrées multiples et à sortie unique (Multiple-Input and Single-Output system ou MISO system en anglais). La reconstruction des couples d'excitation à partir d'une seule mesure de vitesse est impossible puisque l'inversion du modèle conduit à la résolution d'un système d'équations surdimensionné. Cependant, en supposant qu'à un instant donné seul le couple indiqué du cylindre en phase de combustion est inconnu, [Andersson et McKelvey, 2004] montrent la possibilité de reconstruire le couple indiqué de chacun des cylindres. La figure 3.5 illustre le principe de cette méthode. Celle-ci implique que seul un cylindre soit en phase de combustion à un instant donné. Cette hypothèse n'est valide que pour des moteurs de quatre ou six cylindres.

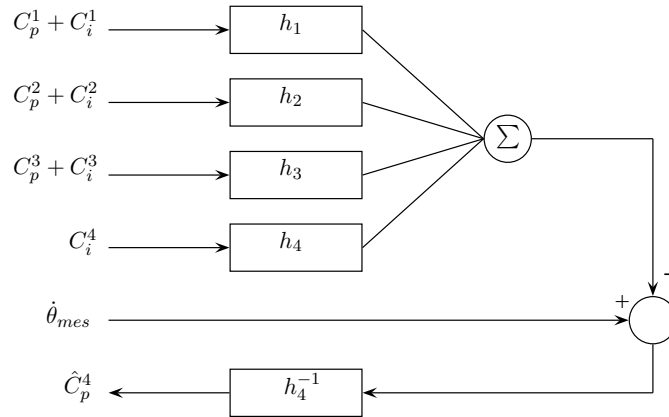


Figure 3.5 – Reconstruction du couple indiqué \hat{C}_p^4 du cylindre 4 d'un moteur quatre cylindres par inversion du système MISO [Andersson et McKelvey, 2004]. $\dot{\theta}_{mes}$ est le signal de mesure et h_n sont les fonctions de transfert du système (couple \rightarrow vitesse).

3.3.4 Sans modélisation du vilebrequin

Si ces méthodes s'affranchissent d'une modélisation du vilebrequin, elles requièrent en revanche une phase d'apprentissage par l'expérimentation importante.

Filtrage inverse

Les relations entre les courbes de pression cylindre et les fluctuations de vitesse du vilebrequin sont modélisées à l'aide de systèmes linéaires :

$$v_n(t) = h_n(t) * p_n(t) \stackrel{TF}{\rightleftharpoons} V_n(f) = H_n(f)P_n(f) \quad (3.10)$$

p_n est la courbe de pression du cylindre n et v_n est le signal de vitesse fenêtré autour du PMH en phase de détente du cylindre n . h_n est la fonction de transfert reliant les deux grandeurs précédentes. Il est important de noter que cette modélisation implique le non-recouvrement des phases de détente des cylindres.

[Azzoni *et al.*, 1999] et [Moro *et al.*, 2002] proposent d'identifier expérimentalement les fonctions de transfert h_n à partir de la mesure conjointe des courbes de pression cylindre et des fluctuations de vitesse du vilebrequin. Cette phase d'identification est répétée pour chaque point de fonctionnement du moteur. Une fois cette phase d'identification

achevée, les courbes de pression cylindre sont reconstruites quelque soit les conditions de fonctionnement du moteur par filtrage inverse des fluctuations de vitesse du vilebrequin (voir figure 3.6(a)) :

$$\hat{p}_n(t) = TF^{-1} \left\{ \hat{H}_n^{-1}(f) V_n(f) \right\} \quad (3.11)$$

D'après [Azzoni *et al.*, 1999], la corrélation linéaire entre les courbes de pression cylindre et les fluctuations de vitesse du vilebrequin n'est valide que dans une bande de fréquence réduite correspondant aux douze premiers harmoniques de la fréquence cyclique. Cette corrélation se détériore à mesure que le régime de rotation du moteur augmente. À haut régime, le couple d'inertie devient non négligeable par rapport au couple indiqué et influence de manière significative les fluctuations de vitesse du vilebrequin. Pour palier à ce problème, [Moro *et al.*, 2002] proposent de soustraire cette contribution à partir d'une modélisation du vilebrequin supposé rigide.

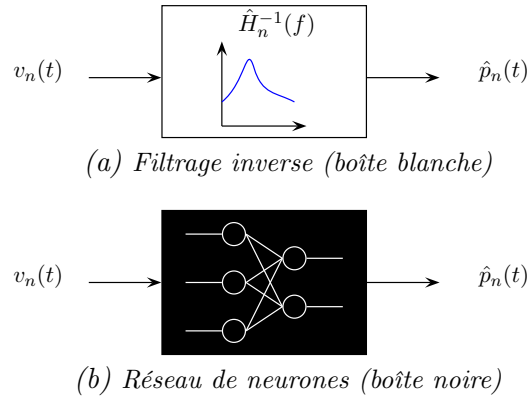


Figure 3.6 – Reconstruction des courbes de pression cylindre sans modélisation du vilebrequin par filtrage inverse ou à l'aide de réseaux de neurones.

Réseaux de neurones

Les relations entre les courbes de pression cylindre et les fluctuations de vitesse du vilebrequin sont cette fois-ci modélisées à l'aide de réseaux de neurones (voir figure 3.6(b)). Ces derniers sont des modèles paramétriques capables d'approximer n'importe quelles fonctions linéaires ou non linéaires. L'hypothèse de linéarité précédemment requise n'est plus une contrainte. En revanche, les réseaux de neurones sont des boîtes noires dont le fonctionnement interne est inaccessible. Les réseaux de neurones nécessitent au préalable une phase d'apprentissage. Les paramètres des réseaux sont ajustés à partir de couples vitesse/pression (entrée/sortie) mesurés à différents points de fonctionnement du moteur. Ensuite, les réseaux « entraînés » ne sont pas seulement capables de reconstruire les exemples présentés en phase d'apprentissage mais également des cas ressemblants. [Gu *et al.*, 1999] et [Johnsson, 2006] utilisent des réseaux de neurones de type RBF (Radial Basis Function) et parviennent à des résultats de reconstruction très satisfaisants. [Johnsson, 2006] utilise conjointement les vibrations du bloc moteur et les fluctuations de vitesse du vilebrequin afin d'élargir la bande fréquentielle de reconstruction.

Reconnaissance de formes

Ces méthodes sont basées sur une reconnaissance de formes des fluctuations de vitesse du vilebrequin. Une signature est tout d'abord extraite de la réponse en vitesse du vilebrequin à l'aide d'un ensemble de paramètres judicieusement choisis constituant le vecteur de forme. La signature extraite est ensuite associée à un mode de fonctionnement du moteur, normal ou défectueux, par le biais d'un « classifieur ». Ce dernier requiert au préalable une phase d'apprentissage durant laquelle des signatures de référence lui sont présentées en exemples. Ces signatures de référence sont représentatives des différents modes de fonctionnement potentiels du moteur. Celles-ci sont généralement obtenues à partir de nombreux essais expérimentaux (voir figure 3.7).

Ces méthodes se différencient les unes des autres par les choix du vecteur de forme et du classifieur. [Sood *et al.*, 1985] proposent d'approximer les fluctuations de vitesse en phase de détente de chacun des cylindres à l'aide de polynômes. Les coefficients de ces polynômes constituent le vecteur de forme. Un classifieur linéaire (hyperplan) de type Bayésien est employé pour détecter le dysfonctionnement de chaque cylindre. [Rizzoni, 1989] suggère d'extraire l'enveloppe des fluctuations de vitesse à partir des valeurs extrêmes du signal (*minima* et *maxima*). Cette enveloppe constitue le vecteur de forme. Le classifieur est basé sur la méthode du plus proche voisin. Enfin, [Leonhardt *et al.*, 1995] proposent de décomposer le signal en série de Fourier. Le vecteur de forme est composé des parties réelles et imaginaires des deux premiers coefficients de Fourier. Un réseau de neurones de type perceptron est suggéré comme classifieur.

Les performances de ces méthodes dépendent principalement de la pertinence des paramètres du vecteur de forme sélectionnés. Il est préférable de disposer de paramètres évoluant de manière significative vis-à-vis des différents modes de fonctionnement du moteur. Seuls les paramètres discriminants doivent être conservés. De plus, la dimension importante du vecteur de forme peut être contraignante en matière de temps de calcul. Ainsi, [Azzoni *et al.*, 1996] proposent d'effectuer une analyse en composante principale (ACP) afin de réduire la dimension du vecteur de forme. Grâce à cette analyse, le vecteur de forme, initialement composé des douze premiers coefficients de Fourier des fluctuations de vitesse, est projeté dans un nouvel espace de dimension réduite facilitant l'identification des différents modes de fonctionnement du moteur.

3.3.5 Bilan

Les méthodes présentées précédemment ont été testées et validées sur des moteurs quatre ou six cylindres. À notre connaissance, peu de travaux ont été entrepris sur des moteurs plus importants. Les difficultés imposées par le nombre élevé de cylindres peuvent expliquer ce constat :

1. Excitation des modes de déformation en torsion du vilebrequin (vilebrequin élastique).
2. Inertie importante des masses en mouvement.
3. Recouvrement des phases de combustion des cylindres.

Les travaux de [Charles *et al.*, 2009] montrent néanmoins le potentiel d'une mesure de vitesse pour le diagnostic de moteurs diesel seize et vingt cylindres. Les fluctuations de vitesse du vilebrequin sont représentées sous la forme de diagramme en cordonnées polaires.

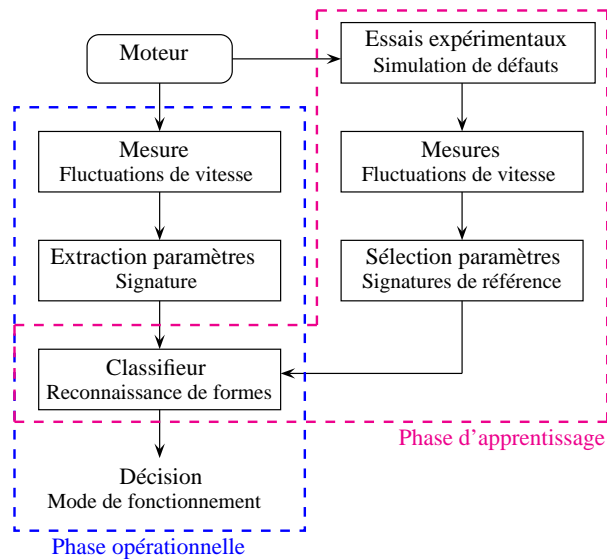


Figure 3.7 – Reconnaissance de formes des fluctuations de vitesse du vilebrequin.

La comparaison de ces diagrammes en conditions normale et défectueuse de fonctionnement permet d'identifier le cylindre défaillant dans le cas de ratés de combustion.

Au regard de cette synthèse bibliographique, peu de méthodes sont applicables dans le cadre de cette application. En effet, les hypothèses simplificatrices considérées ne sont pas valides dans le cas du moteur vingt cylindres de GES (rigidité du vilebrequin et/ou non-recouvrement des phases de combustion des cylindres). Seules les méthodes basées sur une reconnaissance de formes des fluctuations de vitesse du vilebrequin semblent envisageables. Celles-ci reposent uniquement sur la comparaison des réponses du vilebrequin à une base de données généralement construite à partir d'essais expérimentaux. Aucune hypothèse vis-à-vis du système n'est requise.

Les conditions expérimentales

Dans ce chapitre, nous décrivons les conditions expérimentales des différents essais réalisés sur le site de la centrale nucléaire de Chinon (37500). Nous rappelons également le principe de fonctionnement du capteur de vitesse utilisé pour ces essais : le vibromètre rotationnel laser.

4.1 Les campagnes d'acquisition

Trois campagnes d'acquisition ont été menées en 2005, 2007 et 2009. Les deux premières campagnes ont été effectuées sur un groupe électrogène d'ultime secours (GEUS) spécialement mobilisé pour les essais. Le moteur diesel a été soumis à un certain nombre de dégradations. Des acquisitions ont ainsi pu être réalisées en conditions normales et anormales de fonctionnement. La dernière campagne a été effectuée sur un groupe électrogène de secours (GES) à l'occasion d'un essai périodique du groupe. Des acquisitions ont été réalisées uniquement en condition normale de fonctionnement. Les deux groupes électrogènes testés sont parfaitement identiques.

4.2 Le dispositif expérimental

Divers capteurs ont été installés sur les moteurs (voir figure 4.1 et tableau 4.1). Des photos prises lors de la campagne d'acquisition de 2007 sont disponibles en annexe D.

Le capteur de vitesse est un vibromètre rotationnel laser de la société Polytec de type OFV-400 [Polytec, 2005]. Ce système optique est capable de mesurer la vitesse de rotation instantanée d'un arbre à l'aide de deux faisceaux laser projetés sur la surface de l'arbre. Le vibromètre a été placé à l'extrémité libre du vilebrequin. Les deux faisceaux laser ont été projetés sur une couronne spécialement usinée pour les essais et fixée sur la face arrière du vilebrequin. Un papier rétro-réfléchissant a été collé sur le diamètre extérieur afin d'améliorer la qualité de réflexion de la surface de mesure.

Une cellule optique a été fixée sur le bloc moteur. Ce capteur détecte le passage d'un ruban adhésif collé sur l'arbre à cames et délivre une impulsion par cycle moteur. Cette impulsion coïncide avec le PMH du cylindre A1 en fin de compression.

En 2007 et 2009, des accéléromètres ont été placés sur les tirants de culasse et sur les tubulures d'injection des cylindres A5 et A6.

En 2009, un codeur optique a été relié à l'extrémité libre du vilebrequin par le biais d'un accouplement rigide en torsion et d'une pièce rapportée collée sur la face arrière du vilebrequin. Ce capteur délivre 512 impulsions par tour soit 1024 impulsions par cycle moteur. Celui-ci permet non seulement le re-échantillonnage des signaux dans le domaine angulaire mais aussi l'estimation de la vitesse instantanée de rotation de l'arbre moteur.

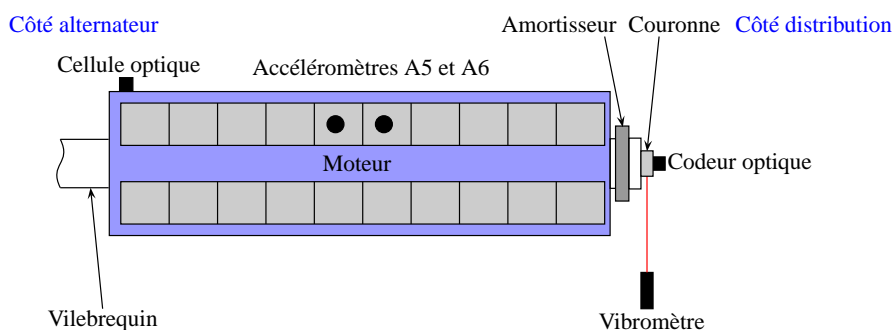


Figure 4.1 – Implantation des capteurs.

Tableau 4.1 – Implantation des capteurs.

		Campagnes		
		2005	2007	2009
Capteurs	Vibromètre	×	×	×
	Top tour	×	×	
	Accéléromètres		×	×
	Codeur optique			×

Les signaux ont été acquis sous échantillonnage temporel. La fréquence d'échantillonnage est soit de 25600 Hz soit de 51200 Hz. La durée d'acquisition est supérieure à 60 secondes correspondant à plus de 750 cycles moteur.

4.3 Les configurations du moteur

Les essais ont été effectués à 82 % de la puissance nominale du moteur. Le fonctionnement du moteur est dit « représentatif » à ce niveau de charge (stabilité des variables thermodynamiques).

Les configurations des campagnes d'acquisition de 2005 et 2007 sont listées dans le tableau 4.2. Les défauts générés au cours des essais sont fortement susceptibles de se répercuter sur le processus de combustion. Ils concernent soit le système d'injection (détarage d'injecteurs et dérèglement de pompes d'injection) soit le système de distribution (dérèglement du jeu des culbuteurs). Ces défauts ont été sélectionnés suite à l'analyse des modes de défaillance des moteurs de GES (voir sous-section 2.5.1). Quatre ou deux cylindres ont été dérèglés simultanément en 2005 au lieu de un seul en 2007.

Tableau 4.2 – Les configurations du moteur.

2005 groupe électrogène 1 (GEUS)

- Condition normale
- Conditions défectueuses
 1. Détarage des injecteurs : A4 (-10 bars), A6 (-20 bars), B3 (-30 bars), B8 (-40 bars)
 2. Dérégage du jeu des culbuteurs : A4 (-0,2 mm adm. / +0,2 mm éch.), A6 (+0,2 mm adm. / -0,2 mm éch.)
 3. Dérégage de la course des pompes d'injection : A4 (-3 mm), A6 (-5 mm)

2007 groupe électrogène 1 (GEUS)

- Condition normale
- Conditions défectueuses
 1. Détarage d'un injecteur : A6 (-20 bars)
 2. Détarage d'un injecteur : A6 (-40 bars)

2009 groupe électrogène 2 (GES)

- Condition normale

Nous rappelons maintenant les fonctions de l'injecteur, de la pompe d'injection et du culbuteur :

- **L'injecteur** : L'injecteur introduit le carburant directement¹ dans la chambre de combustion. Pour assurer une combustion optimale, le carburant est pulvérisé sous très haute pression sous la forme de micro-gouttelettes. Au contact de l'air chaud présent dans le cylindre, le fluide se vaporise quasiment instantanément. La pression d'ouverture de l'injecteur, nominalement de 250 bars, est fixée par le tarage d'un ressort (voir figure 4.2(a)). Le détarage de ce ressort entraîne une ouverture précoce et une fermeture tardive de l'injecteur. Les premières gouttelettes de carburant sont injectées sous pression réduite et se vaporisent plus difficilement. L'initiation de la combustion est détériorée et la durée d'injection est plus longue.
- **La pompe d'injection** : Chaque cylindre est équipé d'une pompe d'injection individuelle assurant l'alimentation de l'injecteur en combustible. Cette pompe est constituée d'un fourreau et d'un piston à rampe hélicoïdale (voir figure 4.2(b)). Les étapes de son fonctionnement sont les suivantes :
 1. Le combustible entre par les trous du fourreau.
 2. Le piston, actionné par la came d'injection, monte et refoule une partie du combustible par les trous du fourreau jusqu'à l'obstruction de ces derniers.
 3. La pression exercée par le piston sur le combustible soulève le clapet de refoulement et permet l'alimentation de l'injecteur en combustible.

Une crémaillère agit sur la position angulaire du piston. Sa position modifie la course utile du piston et détermine ainsi la quantité de carburant injectée dans le cylindre.

1. Dans le cas d'une injection directe.

Le réglage de base de la crémaillère est de 10 mm. Ce réglage équivaut à un volume de 780 à 820 cm³ pour 1000 injections. Le réglage maximum de la crémaillère est de 19 mm et équivaut à un volume de 2075 à 2145 cm³ pour 1000 injections. Le débit de la pompe est nul lorsque la position de la crémaillère est de 4 mm. Un dérèglement de 3 et 5 mm entraîne donc une réduction de la quantité de carburant introduite dans le cylindre respectivement de 50 et de 80 %.

- **Le culbuteur** : L'arbre à cames actionne l'ouverture des soupapes par le biais des culbuteurs. À cause des dilatations des divers matériaux à température de fonctionnement du moteur, un certain jeu entre les queues des soupapes et les culbuteurs est nécessaire afin d'assurer une fermeture totale des soupapes (voir figure 4.2(c)). Ce jeu est nominale de 0,4 mm à froid. Si ce jeu est insuffisant, la soupape ne se ferme pas complètement. Des fuites des gaz comprimés et des gaz brûlés apparaissent. Si ce jeu est excessif, des chocs importants se produisent entre la soupape et le culbuteur.

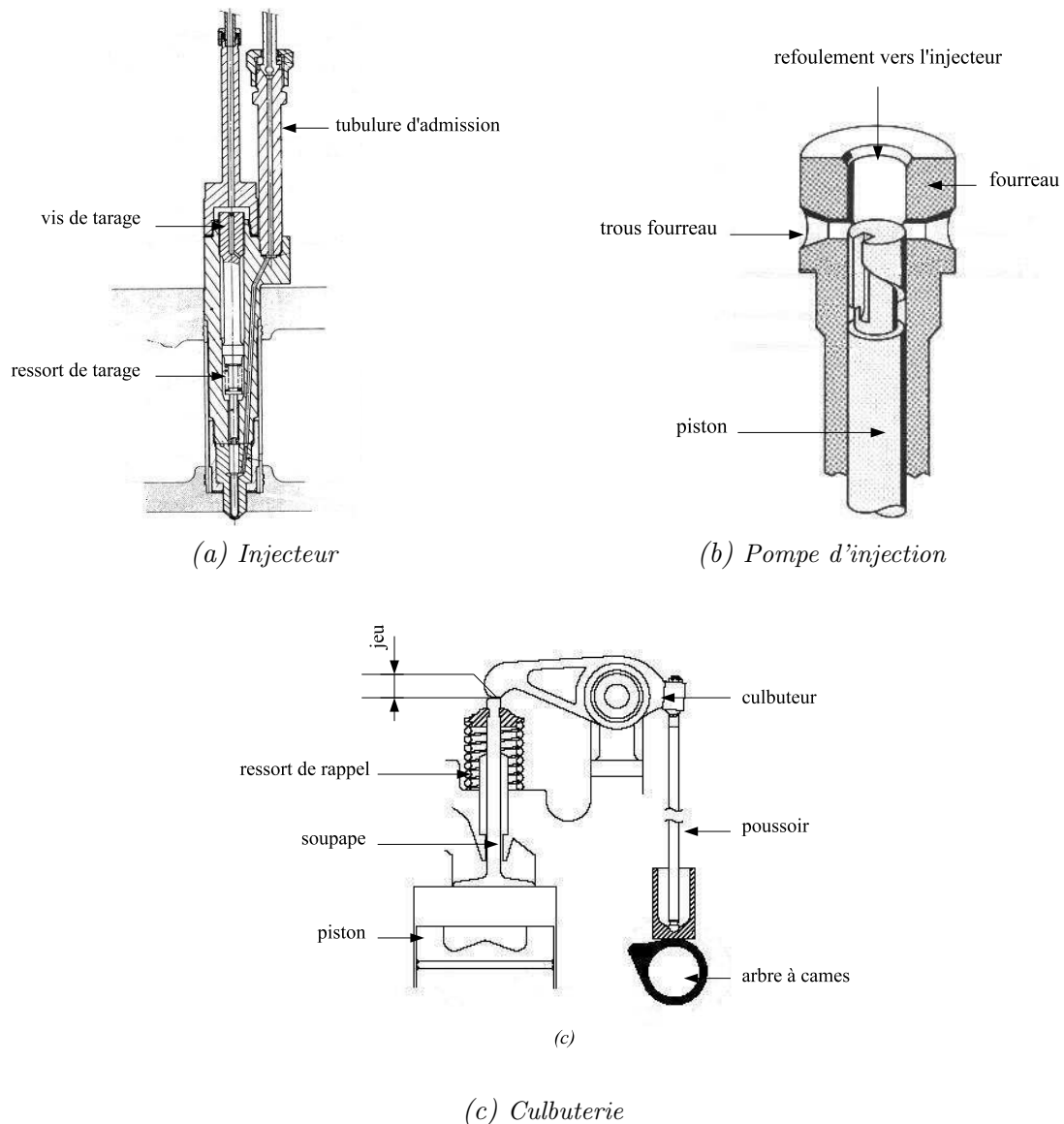


Figure 4.2 – Injecteur, pompe d'injection et culbuterie.

4.4 Vibrométrie rotationnelle laser

Le capteur de vitesse est un vibromètre rotationnel laser. Ce système optique, mis au point au début des années 80 [Halliwell *et al.*, 1984], est capable de mesurer la vitesse de rotation instantanée d'un arbre. Il présente les avantages suivants :

- facilité de mise en œuvre,
- mesure sans contact avec l'arbre,
- et bande passante élevée (≈ 10 kHz).

Nous rappelons brièvement le principe de fonctionnement de ce type de capteur. Une description plus complète peut être trouvée dans [Halliwell, 1996]. Nous nous intéressons tout d'abord au vibromètre laser « standard » puis au vibromètre rotationnel laser.

4.4.1 Vibromètre laser

Le principe de fonctionnement d'un vibromètre laser est schématisé sur la figure 4.3. Il est constitué d'une source de lumière monochromatique (laser) et d'un interféromètre. Le faisceau laser est divisé en deux faisceaux grâce à une lame semi-réfléchissante LS1. L'un constitue le faisceau de référence, l'autre le faisceau de mesure. Ce dernier est projeté sur la surface de la cible animée d'un mouvement oscillatoire $u(t)$. Les deux ondes parcourent leurs trajets respectifs puis se superposent après de multiples réflexions au niveau d'une cellule photosensible. Le mouvement de la cible provoque une modulation de phase de l'onde de mesure (effet Doppler). L'intensité lumineuse reçue par la cellule optique dépend alors des interférences constructives et destructives intervenant entre les ondes de référence et de mesure du fait de leurs déphasages. Le rôle de la cellule de Bragg est de moduler en fréquence l'onde de référence d'une valeur f_B . L'intensité lumineuse reçue par la cellule s'exprime de la façon suivante :

$$I(t) = I_r + I_m + 2\sqrt{I_r I_m} \cos\left(2\pi f_B t + \frac{4\pi}{\lambda} [L + u(t)] + \varphi_r + \varphi_m\right) \quad (4.1)$$

I_r , I_m , φ_r et φ_m sont les intensités et les phases des ondes de référence et de mesure. λ est la longueur d'onde du faisceau laser. L est la distance séparant la lame semi-séparatrice LS2 de la cible. La fréquence instantanée de ce signal est :

$$f(t) = f_B + f_D(t) \quad \text{avec} \quad f_D(t) = \frac{2}{\lambda} \frac{du(t)}{dt} = \frac{2}{\lambda} v(t) \quad (4.2)$$

La fréquence $f_D(t)$ est appelée la fréquence Doppler. La vitesse de vibration $v(t)$ de la cible peut donc être mesurée à partir de l'estimation de la fréquence instantanée $f(t)$ de l'intensité lumineuse $I(t)$ reçue par la cellule. La modulation de fréquence effectuée par la cellule de Bragg permet de déterminer le signe de $v(t)$:

$$v(t) < 0 \quad \text{si} \quad f(t) < f_B \quad (4.3)$$

$$v(t) > 0 \quad \text{si} \quad f(t) > f_B \quad (4.4)$$

Il est important de noter que le vibromètre mesure la vitesse de vibration de la cible uniquement dans la direction du faisceau laser.

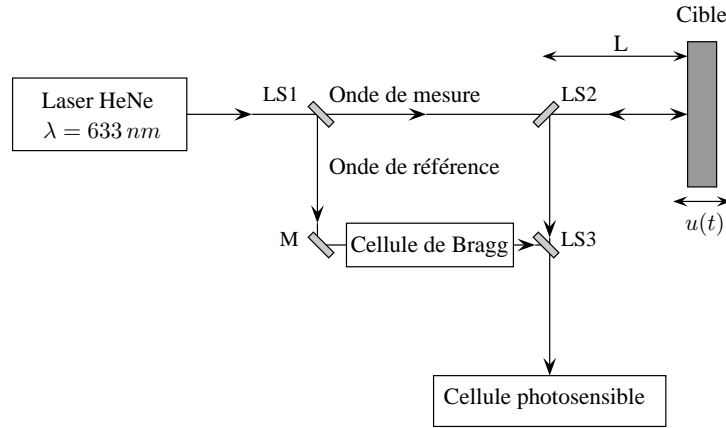


Figure 4.3 – Principe de fonctionnement d'un vibromètre laser.

Ce type de capteur a été employé avec succès dans de nombreux domaines d'application : mécanique, civil, biomédical, ... [Castellini *et al.*, 2006]. Celui-ci est particulièrement approprié à l'analyse modale de structures complexes et légères [Martarelli *et al.*, 1998]. Le comportement vibratoire de la structure n'est pas affecté par la fixation de capteurs accélérométriques. Le « balayage » de la surface en différents points est rapide et conduit à une résolution spatiale fine de la structure. Ce type de capteur est également approprié au contrôle qualité en ligne de production par analyse vibratoire où la fixation de capteurs accélérométriques sur chacun des produits n'est pas envisageable. [Cristalli *et al.*, 2006] et [Vass *et al.*, 2008] appliquent ce moyen de mesure à la détection de défauts de roulements de moteurs électriques.

4.4.2 Vibromètre rotationnel laser

Un vibromètre rotationnel laser est constitué de deux faisceaux laser et de deux interféromètres. Le principe de fonctionnement de ce capteur est schématisé sur la figure 4.4. Les deux faisceaux laser sont projetés sur la surface de l'arbre en rotation aux points A et B. Les fréquences instantanées des deux faisceaux réfléchis sont modulées par effet Doppler (voir ci-dessus) :

$$f_{D_A}(t) = \frac{2}{\lambda} v_A(t) \quad (4.5)$$

$$f_{D_B}(t) = \frac{2}{\lambda} v_B(t) \quad (4.6)$$

$v_A(t)$ et $v_B(t)$ sont les vitesses de vibration de l'arbre aux points A et B suivant les axes des deux faisceaux. Celles-ci s'expriment en fonction des vitesses tangentielles $v_{t_A}(t)$ et $v_{t_B}(t)$ correspondantes de la façon suivante :

$$v_A(t) = v_{t_A}(t) \cos(\alpha) \quad (4.7)$$

$$v_B(t) = v_{t_B}(t) \cos(\beta) \quad (4.8)$$

Ces deux vitesses tangentielles dépendent des rayons de l'arbre R_A et R_B et de la vitesse de rotation de l'arbre $\dot{\theta}(t)$:

$$v_{t_A}(t) = \dot{\theta}(t) R_A \quad (4.9)$$

$$v_{t_B}(t) = \dot{\theta}(t) R_B \quad (4.10)$$

Finalement, à partir des équations précédentes, la vitesse de rotation de l'arbre $\dot{\theta}(t)$ peut être estimée en mesurant conjointement les deux fréquences Doppler $f_{D_A}(t)$ et $f_{D_B}(t)$:

$$f_D(t) = f_{D_A}(t) + f_{D_B}(t) = \frac{2}{\lambda} [v_A(t) + v_B(t)] \quad (4.11)$$

$$= \frac{2}{\lambda} \dot{\theta}(t) [R_A \cos(\alpha) + R_B \cos(\beta)] = \frac{2d}{\lambda} \dot{\theta}(t) \quad (4.12)$$

$$\Rightarrow \dot{\theta}(t) = \frac{f_D(t)\lambda}{2d} \quad (4.13)$$

L'estimation de la vitesse de rotation $\dot{\theta}(t)$ est indépendante de la géométrie de l'arbre (R_A et R_B). Seules la longueur d'onde λ du laser et la distance d séparant les deux faisceaux doivent être connues.

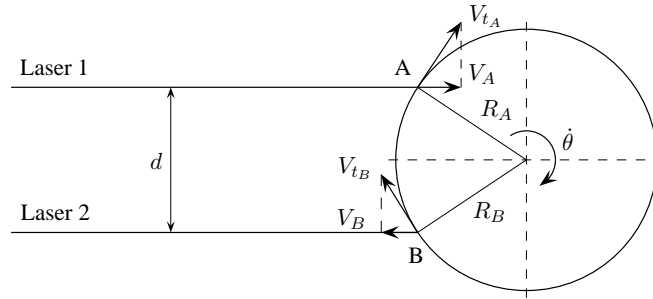


Figure 4.4 – Principe de fonctionnement d'un vibromètre rotationnel laser.

Ce type de capteur a été employé avec succès pour évaluer les performances d'un amortisseur de vibrations (damper) de moteur diesel six-cylindres [Halliwell, 1996].

Le vibromètre rotationnel laser est victime d'un bruit de mesure appelé « speckle noise » ou pseudo-vibrations [Rothberg *et al.*, 1989]. Ce bruit est dû à l'état de surface de l'arbre. Lorsqu'un faisceau laser est émis sur une surface rugueuse d'un point de vue optique ($> \frac{\lambda}{2}$), des motifs granuleux appelés « speckle » se forment au devant de la cible due aux interférences constructives et destructives entre les rayons diffusés par la surface. Ce phénomène est illustré sur la figure 4.5. Ces motifs produisent des modulations d'amplitude et de phase de l'intensité lumineuse $I(t)$ reçue par les deux interféromètres :

$$I(t) = I_r + I_m + 2\sqrt{I_r I_m(t)} \cos \left(2\pi f_B t + \frac{4\pi}{\lambda} [L + u(t)] + \varphi_r + \varphi_m(t) \right) \quad (4.14)$$

Si la surface de mesure est identique d'une rotation à l'autre, ces motifs se reproduisent de manière périodique. Les modulations qui en résultent génèrent alors un bruit dont les fréquences coïncident avec celles du signal de vitesse d'intérêt. Deux solutions ont été proposées dans la littérature pour réduire la présence de ce bruit [Drew et Stone, 1997] :

- le déplacement aléatoire du capteur suivant l'axe de rotation de l'arbre au cours de la mesure,
- ou l'application d'un revêtement (couche d'huile) sur la surface de l'arbre de manière à rendre aléatoire les propriétés de réflexion de la cible (la position et l'orientation des particules d'huile changent au cours de la rotation).

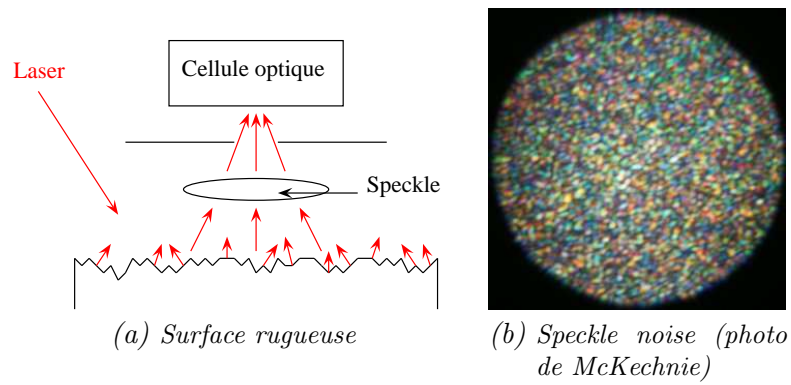


Figure 4.5 – Speckle noise.

Troisième partie

Modélisation cyclostationnaire

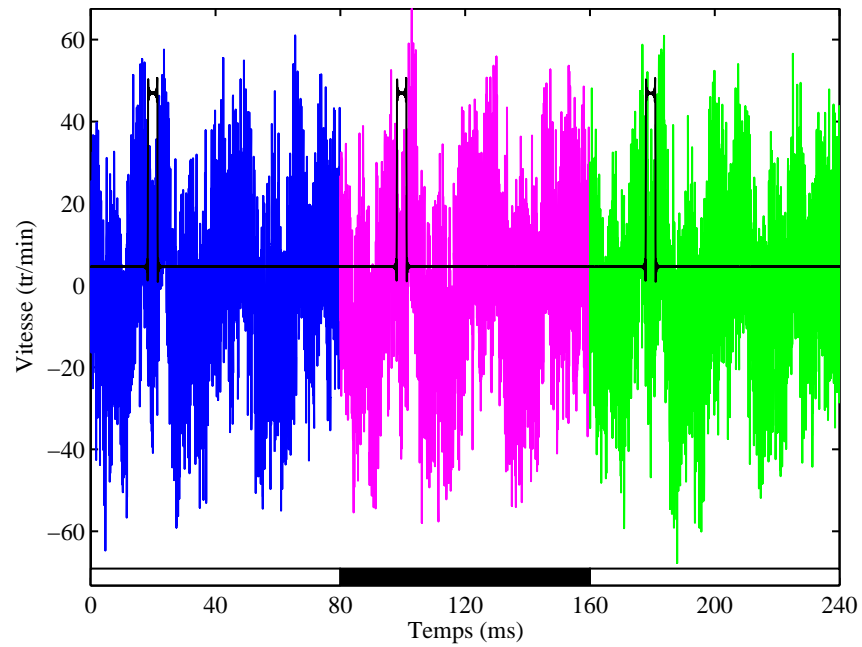
Cette partie présente quelques prétraitements des signaux du moteur de GES nécessaires à la continuation de notre étude.

Les outils classiques de traitement du signal reposent sur l'hypothèse de stationnarité des phénomènes étudiés. Cependant, cette hypothèse est souvent admise pour des raisons de simplification et n'est généralement pas valide. Les processus physiques rencontrés en pratique sont plutôt non stationnaires. Les propriétés des signaux issus de ces processus évoluent en fonction du temps. L'analyse de ces évolutions est primordiale puisque celles-ci véhiculent justement l'information utile. Lorsque ces évolutions sont périodiques, on parle de cyclostationnarité.

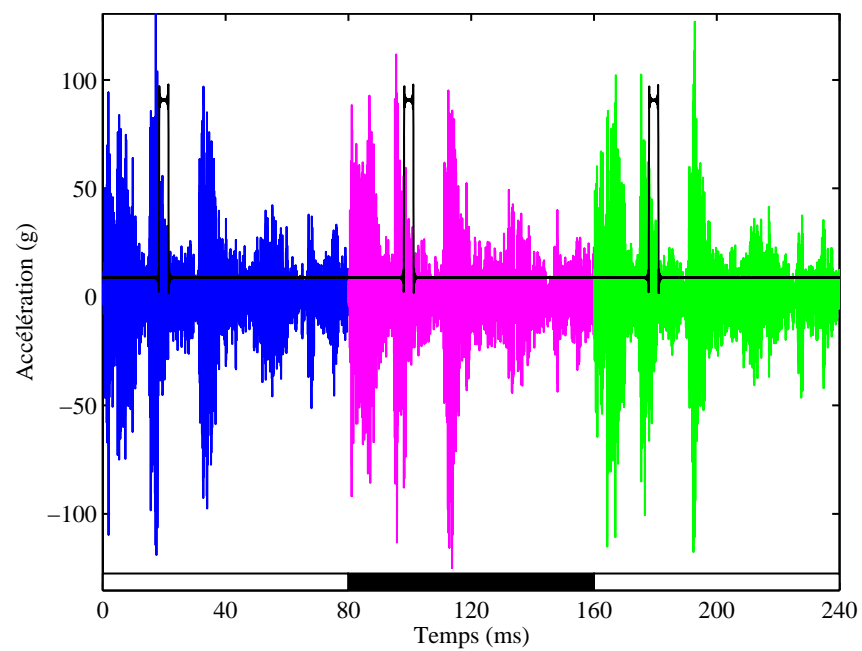
Il est aujourd'hui admis que la plupart des machines tournantes et alternatives produisent des signaux cyclostationnaires. Les outils traditionnels de traitement du signal tels que les indicateurs globaux de types scalaires (moyenne et variance) ou vectoriels (densité spectrale de puissance) sont alors inadaptés ou insuffisants. En revanche, l'extension de ces outils au cas cyclostationnaire permet de mieux appréhender les caractéristiques de ces signaux en intégrant explicitement une dimension temporelle supplémentaire.

Les figures 4.6(a) et 4.6(b) montrent les signaux bruts issus du vibromètre rotationnel laser et d'un accéléromètre placé sur un tirant de la culasse du cylindre A6. Sur ces deux figures, il apparaît de manière évidente un motif répétitif. Ce motif répétitif est induit par le fonctionnement cyclique du moteur. De tels signaux sont dits cyclostationnaires. Il est important de distinguer les notions de répétitivité et de périodicité. Un phénomène répétitif ne se reproduit pas nécessairement à l'identique. Il existe des dispersions d'un cycle à un autre. L'analyse cyclostationnaire consiste alors à étudier le motif moyen (partie périodique) et les dispersions de ce motif moyen (partie aléatoire). On parle respectivement d'analyse cyclostationnaire à l'ordre un et à l'ordre deux.

Le chapitre 5 introduit la notion de cyclostationnarité. Le chapitre 6 présente quelques traitements et analyses des signaux du moteur de GES dans le contexte cyclostationnaire.



(a) Signal vibromètre



(b) Signal accéléromètre

Figure 4.6 – Signaux bruts issus du vibromètre rotationnel laser et d'un accéléromètre (culasse cylindre A6) représentés sur trois cycles moteur.

La cyclostationnarité

Dans ce chapitre, nous présentons la notion de cyclostationnarité. Celle-ci peut être considérée comme une extension de la stationnarité. C'est la raison pour laquelle les propriétés des processus cyclostationnaires qui suivent sont présentées en parallèle à celles des processus stationnaires.

5.1 Définition

5.1.1 Processus aléatoire

Il est souvent difficile de modéliser les signaux issus de processus physiques de manière exacte à l'aide d'expressions analytiques. L'approche stochastique est commode. Elle permet de traduire l'existence de fluctuations non prévisibles. De toute façon, il existe toujours une partie aléatoire due au bruit de mesure. Ainsi, les signaux de mesure sont communément considérés comme les réalisations particulières $x(t)$ de processus aléatoires $X(t)$ (voir figure 5.1).

Un processus aléatoire est entièrement décrit par sa densité de probabilité $P_X(t)$:

$$P_X(t) = P[X(t) = x(t)] \quad (5.1)$$

Connaître le processus aléatoire $X(t)$ revient à connaître sa densité de probabilité $P_X(t)$.

5.1.2 Processus aléatoire cyclostationnaire

La notion de cyclostationnarité a initialement été introduite très tôt dans les années 50 [Bennett, 1958, Gladyshev, 1961, Gladyshev, 1963]. Elle a connu un essor important à partir des années 80 notamment grâce à son application dans le domaine des télécommunications [Gardner, 1990]. Son application plus tardive dans le domaine de la mécanique,

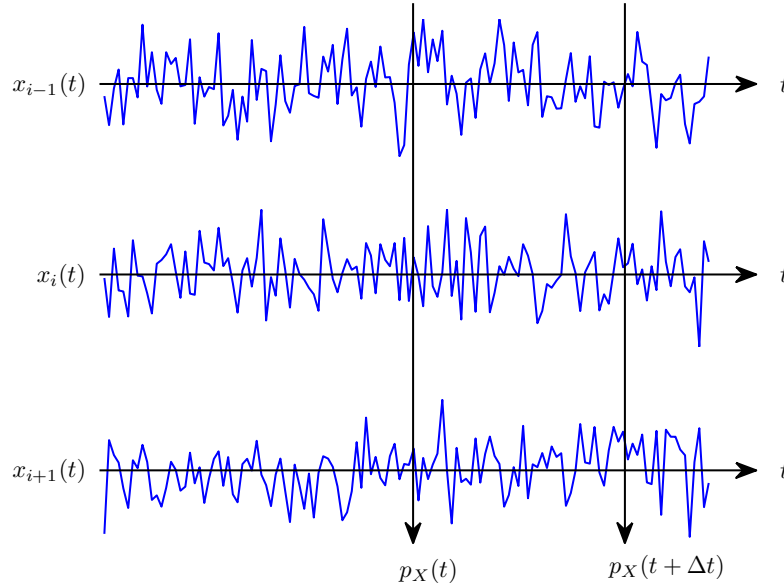


Figure 5.1 – Différentes réalisations $x(t)$ d'un processus stochastique $X(t)$.

à l'exception des travaux précurseurs de [Braun et Seth, 1980], a permis de définir de nouveaux outils et de résoudre un certain nombre de problèmes pour le diagnostic de machines tournantes, l'identification de systèmes mécaniques et la séparation de sources vibratoires [Antoni, 2009]. L'exploitation des propriétés de cyclostationnarité des signaux issus de machines tournantes est en particulier très répandue dans le cadre de la surveillance de réducteurs [Capdessus et al., 2000] et de roulements à billes [Randall et al., 2001].

Les définitions d'un processus aléatoire stationnaire et cyclostationnaire au sens strict (CSS) sont les suivantes :

Définition 1 *Un processus aléatoire est stationnaire au sens strict si sa densité de probabilité est invariante par translation temporelle :*

$$P_X(t) = P_X(t + \Delta t) \quad \forall (t, \Delta t) \in \mathbb{R}^2 \quad (5.2)$$

Définition 2 *Un processus aléatoire est cyclostationnaire de période T au sens strict si sa densité de probabilité est périodique de période T :*

$$P_X(t) = P_X(t + nT) \quad \forall (t, n) \in \mathbb{R} \times \mathbb{Z} \quad (5.3)$$

La période T est appelée la période cyclique. Un processus aléatoire peut présenter plusieurs périodes cycliques. On parle alors de polycyclostationnarité (PCS). Cependant, ce chapitre est restreint aux processus « monocyclostationnaires ».

À partir des deux définitions précédentes, on remarque que la stationnarité peut être considérée comme un cas particulier de la cyclostationnarité.

5.2 Descripteurs statistiques

En pratique, la densité de probabilité $P_X(t)$ est inconnue. L'estimation de descripteurs statistiques appelés moments permet d'accéder partiellement à sa connaissance. Les des-

cripteurs statistiques d'ordres un et deux sont les plus couramment employés. Au-delà de l'ordre deux, on parle de statistiques d'ordres supérieurs [Lacoume *et al.*, 1997]. À partir des définitions des moments, on distingue alors différents ordres de cyclostationnarité. La cyclostationnarité dite au sens large (CSL) implique les périodicités des moments d'ordre un et deux.

5.2.1 Moment d'ordre un

Domaine temporel

Le moment d'ordre un d'un processus aléatoire $X(t)$ correspond à la moyenne d'ensemble $\mu_X(t)$ de ses réalisations :

$$\mu_X(t) = \mathbb{E} \{X(t)\} \quad (5.4)$$

Les définitions d'un processus aléatoire stationnaire à l'ordre un (S1) et cyclostationnaire à l'ordre un (CS1) sont les suivantes :

Définition 3 *Un processus aléatoire est stationnaire à l'ordre un si son moment d'ordre un est invariant par translation temporelle :*

$$\mu_X(t) = \mu_X(t + \Delta t) \quad \forall (t, \Delta t) \in \mathbb{R}^2 \quad (5.5)$$

Définition 4 *Un processus aléatoire est cyclostationnaire de période T à l'ordre un si son moment d'ordre un est périodique de période T :*

$$\mu_X(t) = \mu_X(t + nT) \quad \forall (t, n) \in \mathbb{R} \times \mathbb{Z} \quad (5.6)$$

Domaine fréquentiel

Dans le cas cyclostationnaire, le moment d'ordre un est périodique et accepte donc une décomposition en série de Fourier :

$$\mu_X(t) = \sum_{k \in \mathbb{Z}} \mu_X^k e^{j2\pi \frac{k}{T} t} \quad (5.7)$$

μ_X^k sont les coefficients de Fourier de $\mu_X(t)$ aux fréquences discrètes $f_k = \frac{k}{T}$.

Processus cyclostationnaire à l'ordre un

La figure 5.2 montre deux exemples de processus aléatoires S1 et CS1 :

1. Le premier exemple est S1. Celui-ci correspond à un processus aléatoire gaussien stationnaire de moyenne et de variance unitaires :

$$X_1(t) \sim \mathcal{N}(1, 1) \quad (5.8)$$

2. Le second exemple est CS1. Celui-ci correspond à la somme d'un processus déterministe périodique $p(t)$ et d'un processus aléatoire gaussien $B(t)$ stationnaire de moyenne nulle et de variance unitaire :

$$X_2(t) = p(t) + B(t) \quad \text{avec} \quad \begin{cases} p(t) = \cos(2\pi f_0 t) \\ B(t) \sim \mathcal{N}(0, 1) \end{cases} \quad (5.9)$$

Trois réalisations particulières $x_{i-1}(t)$, $x_i(t)$ et $x_{i+1}(t)$ ainsi que le moment d'ordre un $\mu_X(t)$ (estimé sur 1000 réalisations) sont représentés sur la figure 5.2 pour chacun des deux exemples. Dans le second cas, le moment d'ordre un permet de faire ressortir la partie périodique $p(t)$ cachée par le bruit $B(t)$.

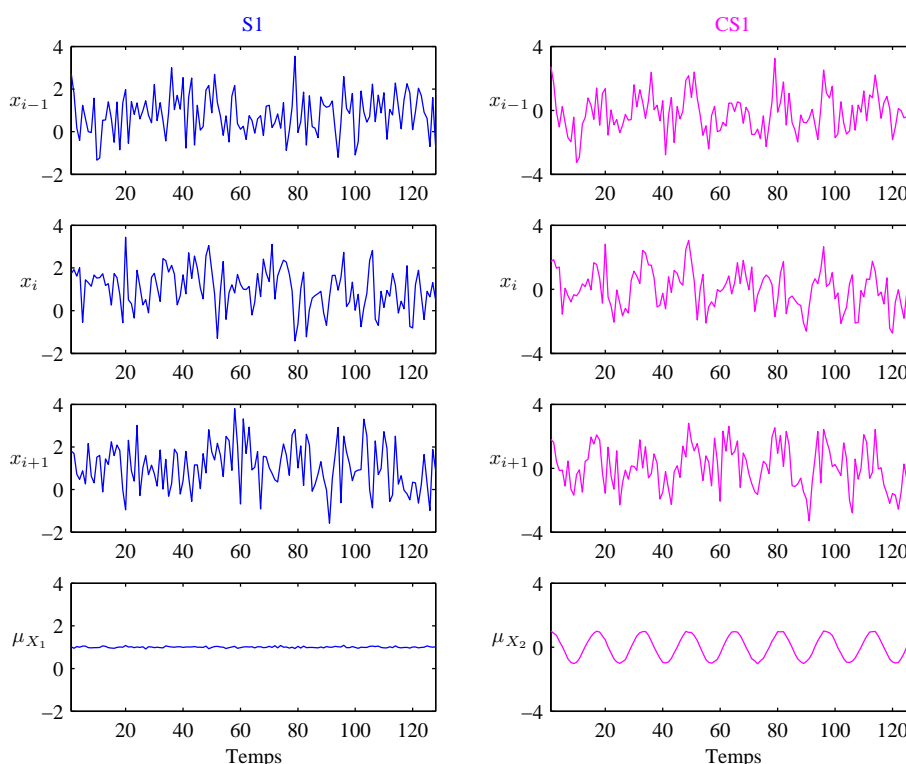


Figure 5.2 – Exemples de processus aléatoires stationnaire (S1) et cyclostationnaire (CS1) à l'ordre un.

5.2.2 Moments d'ordre deux

Domaine temporel

Les moments d'ordre deux d'un processus aléatoire $X(t)$ correspondent aux autocorrélations entre $X(t)$ et ses versions décalées $X(t - \tau)$:

$$R_X(t, \tau) = \mathbb{E} \{ X(t) X(t - \tau) \} \quad (5.10)$$

$$\text{ou } R_X(t, \tau) = \mathbb{E} \left\{ X\left(t + \frac{\tau}{2}\right) X\left(t - \frac{\tau}{2}\right) \right\} \quad (\text{version symétrique}) \quad (5.11)$$

Généralement, le processus aléatoire $X(t)$ est préalablement centrée afin d'analyser uniquement les contributions d'ordres supérieurs à un. On obtient alors les définitions centrées suivantes :

$$C_X(t, \tau) = \mathbb{E} \{ [X(t) - \mu_X(t)] [X(t - \tau) - \mu_X(t - \tau)] \} \quad (5.12)$$

À retard τ nul, on retrouve la définition de la variance $\sigma_X^2(t)$:

$$\sigma_X^2(t) = \mathbb{E} \{ [X(t) - \mu_X(t)]^2 \} \quad (5.13)$$

Par la suite, nous considérons systématiquement les définitions centrées des moments d'ordre deux.

Les définitions d'un processus aléatoire stationnaire à l'ordre deux (S2) et cyclostationnaire à l'ordre deux (CS2) sont les suivantes :

Définition 5 *Un processus aléatoire est stationnaire à l'ordre deux si ses moments d'ordre deux sont invariants par translation temporelle :*

$$C_X(t, \tau) = C_X(t + \Delta t, \tau) \quad \forall (t, \tau, \Delta t) \in \mathbb{R}^3 \quad (5.14)$$

Définition 6 *Un processus aléatoire est cyclostationnaire de période T à l'ordre deux si ses moments d'ordre deux sont périodiques de période T :*

$$C_X(t, \tau) = C_X(t + nT, \tau) \quad \forall (t, \tau, n) \in \mathbb{R}^2 \times \mathbb{Z} \quad (5.15)$$

Domaine fréquentiel

Il est plus aisé de caractériser les moments d'ordre deux d'un processus cyclostationnaire dans le domaine fréquentiel. Le passage dans le domaine fréquentiel se fait soit par décomposition en série de Fourier par rapport à la variable temporelle t soit par transformation de Fourier par rapport à la variable de retard τ . On distingue alors différentes grandeurs selon l'espace de représentation (voir figure 5.3) [Genossar, 1992, Antoni, 2007] :

– L'autocorrélation cyclique $C_X^\alpha(\tau)$:

$$C_X(t, \tau) = \sum_{\alpha=\frac{k}{T}} C_X^\alpha(\tau) e^{j2\pi\alpha t} \quad \forall k \in \mathbb{Z} \quad (5.16)$$

– La densité spectrale de puissance cyclique ou corrélation spectrale $S_X^\alpha(f)$:

$$S_X^\alpha(f) = \int_{\mathbb{R}} C_X^\alpha(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (5.17)$$

Lorsque $\alpha = 0$, on retrouve la définition de la densité spectrale de puissance classique. Idéalement, dans le cas cyclostationnaire, la corrélation spectrale est discrète suivant les fréquences α :

$$S_X^\alpha(f) \begin{cases} \neq 0 & \text{si } \alpha = \frac{k}{T} \quad \forall k \in \mathbb{Z} \\ = 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (5.18)$$

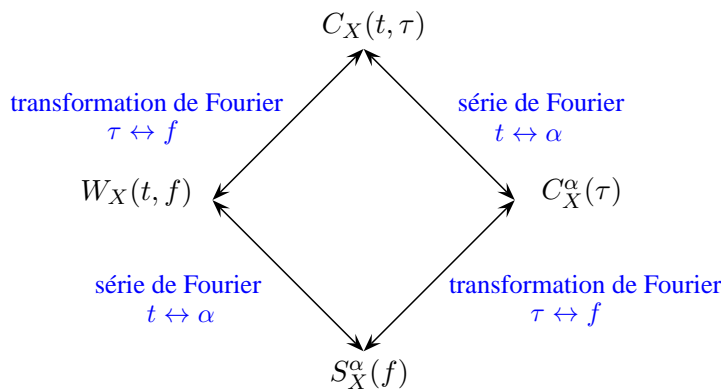


Figure 5.3 – Espaces de représentation d'un processus cyclostationnaire à l'ordre deux.

- Le spectre de Wigner-Ville $W_X(t, f)$ (version stochastique de la distribution de Wigner-Ville DWV) :

$$W_X(t, f) = \int_{\mathbb{R}} C_X(t, \tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (5.19)$$

Les grandeurs précédentes sont multidimensionnelles et difficiles à exploiter directement. Des indicateurs scalaires ont été définis afin de caractériser le degré de cyclostationnarité d'un processus aléatoire [Zivanovic et Gardner, 1991, Raad *et al.*, 2008] :

$$ICS_{2X} = \sum_{\alpha=\frac{k}{T}} \frac{|C_X^\alpha(0)|^2}{|C_X^0(0)|^2} \quad \forall k \in \mathbb{Z}^* \quad (5.20)$$

ICS_{2X} est un indicateur de cyclostationnarité à l'ordre deux. \mathbb{Z}^* est l'ensemble des entiers relatifs excluant la valeur nulle. Dans le cadre du diagnostic de machines tournantes, l'évolution de cet indicateur peut être représentative de l'apparition d'un défaut [Raad *et al.*, 2008].

Processus cyclostationnaire à l'ordre deux

La figure 5.4 montre deux exemples de processus aléatoires S2 et CS2 :

1. Le premier exemple est S2. Celui-ci correspond à un processus aléatoire gaussien stationnaire de moyenne nulle et de variance unitaire :

$$X_1(t) \sim \mathcal{N}(0, 1) \quad (5.21)$$

2. Le second exemple est CS2. Il correspond au produit (ou couplage) d'un processus déterministe périodique $p(t)$ et d'un processus aléatoire gaussien $B(t)$ stationnaire de moyenne nulle et de variance unitaire :

$$X_2(t) = p(t)B(t) \quad \text{avec} \quad \begin{cases} p(t) = \cos(2\pi f_0 t) \\ B(t) \sim \mathcal{N}(0, 1) \end{cases} \quad (5.22)$$

Les autocorrélations ainsi que les corrélations spectrales sont représentées sur la figure 5.4 pour chacun des deux exemples. Les deux processus ne peuvent être distingués à partir de l'analyse seule de la densité spectrale de puissance $S_X^0(f)$. En revanche, la corrélation spectrale $S_X^\alpha(f)$ permet de mettre en évidence la périodicité cachée du processus CS2.

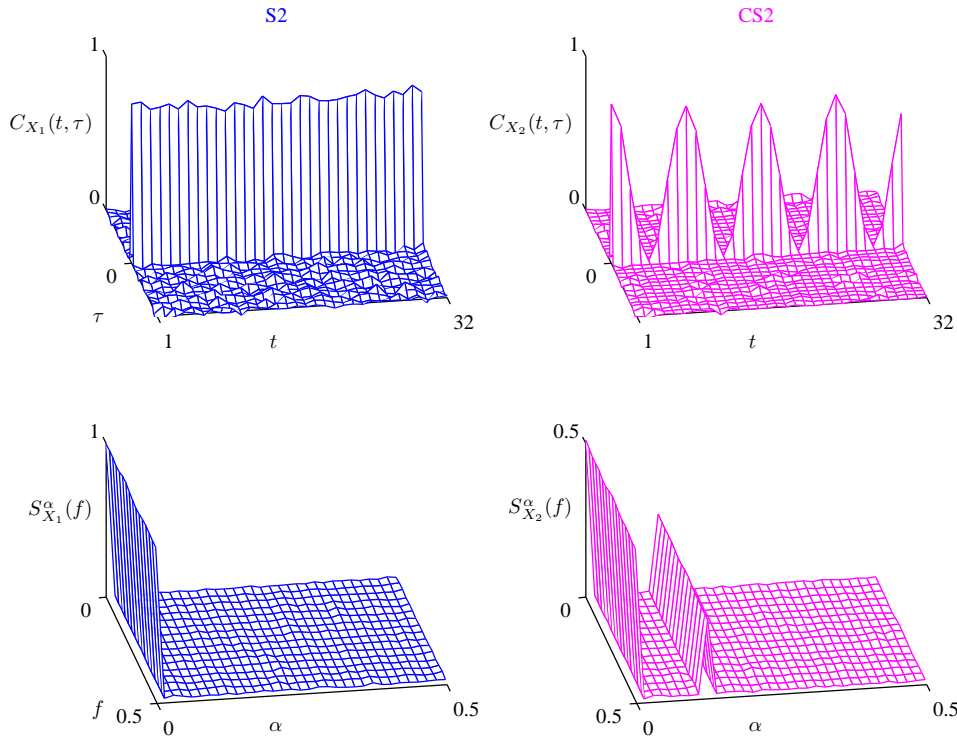


Figure 5.4 – Exemples de processus aléatoires stationnaire (S2) et cyclostationnaire (CS2) à l'ordre deux.

5.3 Cycloergodicité

L'approche stochastique de la cyclostationnarité est satisfaisante d'un point de vue théorique. Son application aux signaux réels nécessite l'introduction de la notion de cycloergodicité [Boyles et Gardner, 1983]. En effet, l'estimation des descripteurs statistiques requiert l'existence de plusieurs réalisations $x(t)$ du même processus aléatoire $X(t)$. Or, en pratique, une seule réalisation de durée finie correspondant au signal de mesure est disponible. Néanmoins, l'hypothèse de cycloergodicité autorise l'étude statistique d'un processus aléatoire cyclostationnaire à partir d'une seule de ses réalisations. Comme l'hypothèse d'ergodicité permet l'estimation des descripteurs statistiques d'un processus stationnaire à partir de moyennes temporelles d'une réalisation, l'hypothèse de cycloergodicité permet l'estimation des descripteurs statistiques d'un processus cyclostationnaire à partir de moyennes temporelles synchrones (ou moyennages synchrones) d'une réalisation.

5.3.1 Moyennage synchrone

Soit $g(t)$ une fonction certaine, l'opérateur de moyennage synchrone à la période T est défini de la façon suivante :

$$\langle g(t) \rangle_T = \lim_{K \rightarrow +\infty} \frac{1}{K} \sum_{k=0}^{K-1} g(t + kT) \quad (5.23)$$

Cette opérateur consiste à moyennner des versions décalées de la fonction g d'un nombre

entier de périodes. Cette opération est illustrée sur la figure 5.5.

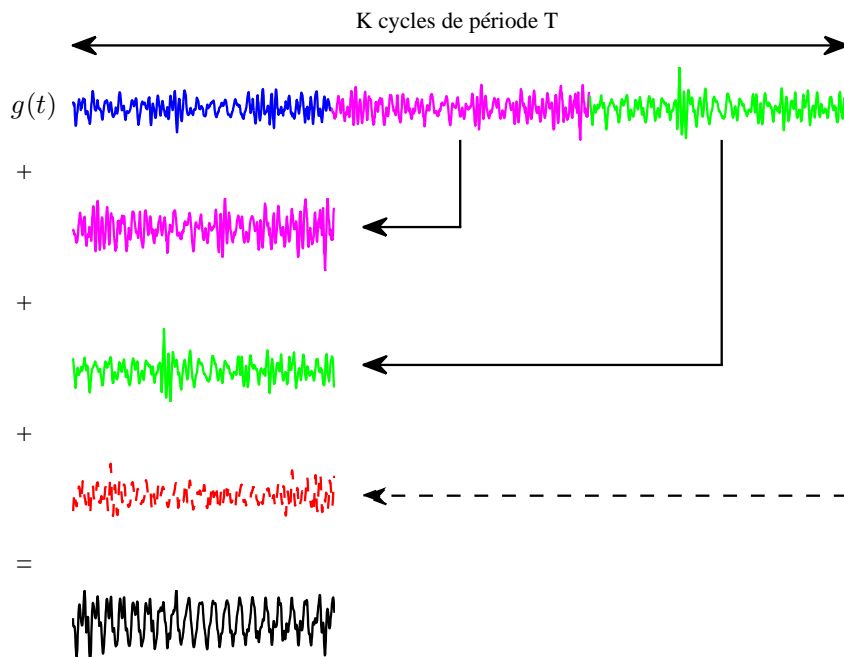


Figure 5.5 – Moyennage synchrone $\langle g(t) \rangle_T$.

5.3.2 Définition de la cycloergodicité

Définition 7 *Un processus aléatoire est cycloergodique de période T si et seulement si, quelque soit la fonction certaine g , la moyenne temporelle synchrone $\langle g(x(t)) \rangle_T$ converge vers un signal certain.*

En pratique, l'hypothèse de cycloergodicité est généralement admise à défaut de pouvoir la vérifier. Si le processus aléatoire est à la fois cyclostationnaire et cycloergodique de période T alors les moyennes temporelles synchrones $\langle g(x(t)) \rangle_T$ sont égales aux moyennes d'ensemble $\mathbb{E}\{g(X(t))\}$:

$$\mathbb{E}\{g(X(t))\} = \langle g(x(t)) \rangle_T \quad (5.24)$$

5.3.3 Estimation des moments d'ordres un et deux

Les conséquences induites par l'hypothèse de cycloergodicité sont essentielles. Celle-ci permet l'estimation des descripteurs statistiques du processus aléatoire cyclostationnaire $X(t)$ de période T à partir d'une seule de ses réalisations $x(t)$. Chaque cycle peut être considéré comme une réalisation particulière. Ainsi, à partir des équations (5.23) et (5.24),

les estimateurs des moments d'ordres un et deux sont les suivants :

$$m_x(t) = \hat{\mu}_X(t) = \frac{1}{K} \sum_{k=0}^{K-1} x(t + kT) \quad (5.25)$$

$$C_x(t, \tau) = \hat{C}_X(t, \tau) = \frac{1}{K} \sum_{k=0}^{K-1} [x(t) - m_x(t)] [x(t - \tau) - m_x(t - \tau)] \quad (5.26)$$

$$\sigma_x^2(t) = \hat{\sigma}_X^2(t) = \frac{1}{K} \sum_{k=0}^{K-1} [x(t) - m_x(t)]^2 \quad (5.27)$$

Ces estimateurs sont dits consistants. Leurs biais sont nuls et leurs variances décroissent à mesure que le nombre de cycles augmente. Le moment d'ordre un $m_x(t)$ et le moment d'ordre deux $\sigma_x(t)$ à retard nul sont couramment appelés la moyenne synchrone et la variance synchrone. La corrélation spectrale $S_x^\alpha(f)$ et le spectre de Wigner $W_x(t, f)$ de $x(t)$ sont obtenus par transformations de Fourier suivant τ et/ou t de la fonction d'autocorrélation $C_x(t, \tau)$.

5.4 Échantillonnage angulaire

5.4.1 Motivations

Les signaux issus de machines tournantes et alternatives sont généralement cyclostationnaires par rapport à la variable angulaire θ [Antoni *et al.*, 2004]. Ce phénomène est particulièrement vrai dans le cas du moteur diesel. En effet, le mécanisme qui gouverne le fonctionnement du moteur est constitué de systèmes piston-bielle-manivelle et est périodique par rapport à la position angulaire du vilebrequin de période $\Theta = 4\pi$ (cycle quatre temps). Il paraît alors tout naturel d'analyser de tels signaux dans le domaine angulaire.

Classiquement, les signaux sont acquis dans le domaine temporel. Si le moteur tourne à une vitesse $\dot{\theta}$ constante alors les signaux sont échantillonnés à la fois à pas temporel constant et à pas angulaire constant. La relation entre le domaine temporel et le domaine angulaire est la suivante :

$$\theta(t) = \omega_{rot}t = 2\pi f_{rot}t \Rightarrow \dot{\theta} = \omega_{rot} \quad (5.28)$$

ω_{rot} est la pulsation de rotation moyenne du moteur. Cependant, si la fréquence d'échantillonnage f_e n'est pas à un multiple entier de la fréquence de rotation f_{rot} alors le nombre d'échantillons par cycle moteur N_c , équivalent à deux tours de rotation, ne correspond pas un nombre entier ($2f_e = N_c f_{rot}$). Dans ce cas, l'estimation des moments d'ordre un et deux par moyennage synchrone à partir des équations (5.25) et (5.27) est impossible. De plus, il existe toujours des fluctuations de vitesse $\dot{\xi}(t)$ dues au fonctionnement acyclique du moteur :

$$\theta(t) = \omega_{rot}t + \xi(t) \Rightarrow \dot{\theta}(t) = \omega_{rot} + \dot{\xi}(t) \quad (5.29)$$

Par conséquent, les signaux sont échantillonnés à pas angulaires variables (voir figure 5.6). Les dispersions de vitesse sont typiquement de quelques pourcents mais suffisantes

pour détériorer les propriétés de cyclostationnarité des signaux. On parle de cyclostationnarité floue [Bonnardot, 2004].

Pour palier à ces difficultés, il est souhaitable de disposer de signaux échantillonnés angulairement. L'échantillonnage angulaire garantit un nombre d'échantillons entier et constant par cycle en s'affranchissant des fluctuations de vitesse du moteur. Deux solutions sont envisageables :

1. l'échantillonnage angulaire direct,
2. ou le re-échantillonnage angulaire *a posteriori*.

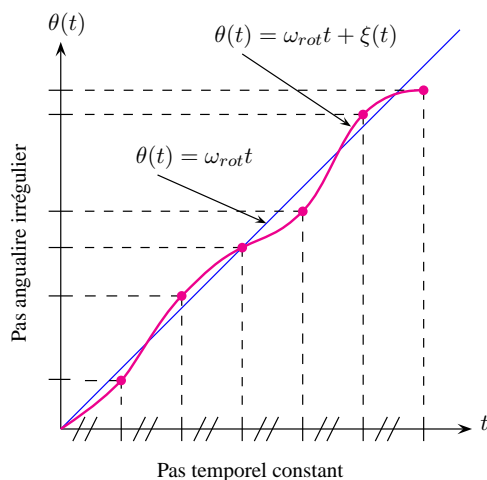


Figure 5.6 – Échantillonnage temporel.

Par la suite, on adopte les notations suivantes :

- f_e est la fréquence d'échantillonnage en Hz à pas temporel $t_e = 1/f_e$ constant.
- $x(nt_e)$ ou $x(n)$ est le signal $x(t)$ échantillonné à pas temporel t_e constant.
- $f_e^{\Delta\theta}(t)$ est la fréquence d'échantillonnage en Hz à pas angulaire $\Delta\theta$ constant. L'échantillonnage est cette fois-ci irrégulier par rapport au temps t .
- $x(n\Delta\theta)$ ou $x(n_\theta)$ est le signal $x(t)$ échantillonné à pas angulaire $\Delta\theta$ constant.

5.4.2 Échantillonnage angulaire direct

Le principe d'une chaîne d'acquisition angulaire est schématisé sur la figure 5.7. Le signal $x(t)$ issu du capteur fixé sur la machine tournante est directement acquis sous échantillonnage angulaire. Un codeur optique est accouplé à l'une des extrémités de l'arbre. Celui-ci délivre un signal carré dont la fréquence instantanée est proportionnelle à la vitesse de rotation de l'arbre. La fréquence du signal est éventuellement réduite à l'aide d'un diviseur de fréquence. Ce signal est ensuite utilisé comme horloge externe par la carte d'acquisition. Chaque front montant déclenche l'acquisition d'un échantillon du signal $x(t)$. Le pas angulaire $\Delta\theta$ entre deux échantillons dépend du nombre de points par tour N_p du codeur optique (résolution du codeur) :

$$\Delta\theta = \frac{2\pi}{N_p} \quad (5.30)$$

Dans le domaine temporel, la fréquence d'échantillonnage $f_e^{\Delta\theta}(t)$ varie en fonction du

temps. Elle est en effet liée à la vitesse de rotation instantanée $\dot{\theta}(t)$ de l'arbre :

$$f_e^{\Delta\theta}(t) = \frac{\dot{\theta}(t)}{2\pi} N_p \quad (5.31)$$

Pour satisfaire le théorème de Nyquist-Shannon, le filtre anti-repliement est asservi en fréquence. À n'importe quel moment, la fréquence de coupure f_c du filtre doit respecter la condition suivante :

$$f_c(t) < \frac{f_e^{\Delta\theta}(t)}{2} = \frac{\dot{\theta}(t) N_p}{4\pi} \quad (5.32)$$

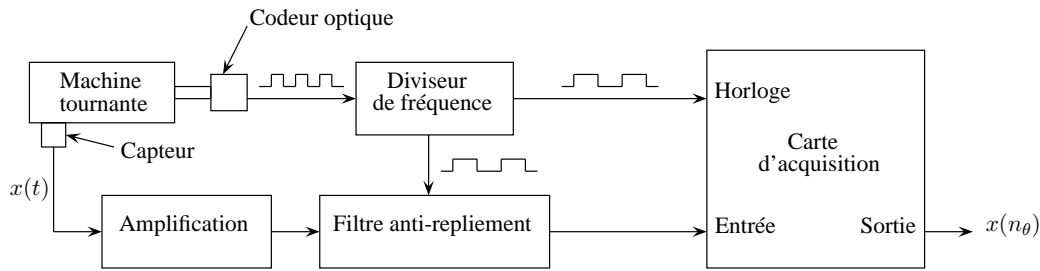


Figure 5.7 – Échantillonnage angulaire direct.

L'avantage de l'acquisition angulaire directe est qu'elle permet une acquisition angulaire réelle du signal. Cependant, elle requiert une instrumentation coûteuse. De plus, toutes les cartes d'acquisition ne sont pas équipées d'une horloge externe. Enfin, il est parfois nécessaire de disposer du signal échantillonné à la fois dans le domaine temporel (identification de fonctions de transfert) et dans le domaine angulaire. C'est pourquoi, l'échantillonnage angulaire *a posteriori* constitue une alternative attrayante.

5.4.3 Re-échantillonnage angulaire *a posteriori*

Les signaux $x(t)$ et $c(t)$ issus du capteur et du codeur optique sont acquis en parallèle sous échantillonnage temporel. Le signal $x(t)$ est ensuite re-échantillonné angulairement *a posteriori* à l'aide du signal $c(t)$ (voir figure 5.8). Dans le cas de réducteurs à trains d'engrenages, [Bonnardot *et al.*, 2005] montre la possibilité de substituer le codeur optique à un accéléromètre. Les chocs dus à l'engrènement des roues dentées présents sur le signal accélérométrique permettent l'estimation de la position angulaire de l'arbre de façon similaire à un signal de codeur optique.

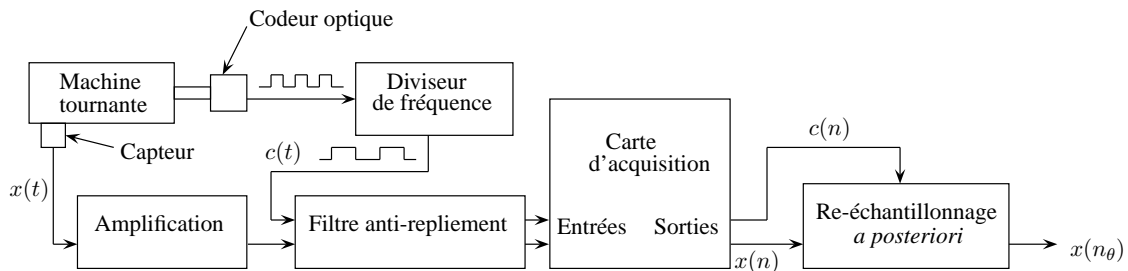


Figure 5.8 – Re-échantillonnage angulaire *a posteriori*.

L'algorithme de re-échantillonnage angulaire *a posteriori* dont nous rappelons brièvement les principales étapes est amplement détaillé dans [Bonnardot, 2004] :

Estimation de la position angulaire de l'arbre

Le signal $c(n)$ du codeur est filtré passe-bande autour de sa fréquence fondamentale. La phase $\varphi(n)$ du signal analytique résultant porte l'information de la position angulaire $\theta(n)$ de l'arbre :

$$c(n) = Ae^{\varphi(n)} \quad \text{avec } \varphi(n) = N_p\theta(n) \quad (5.33)$$

La position angulaire $\theta(n)$ de l'arbre peut ainsi être estimée par démodulation de phase du signal $c(n)$.

Interpolation

À partir de la position angulaire $\theta(n)$ de l'arbre à pas temporel constant, le signal $x(n)$ est reconstruit par interpolation à l'aide de splines pour des positions $\theta(n_\theta)$ à pas angulaire constant. Ce procédé est illustré sur la figure 5.9.

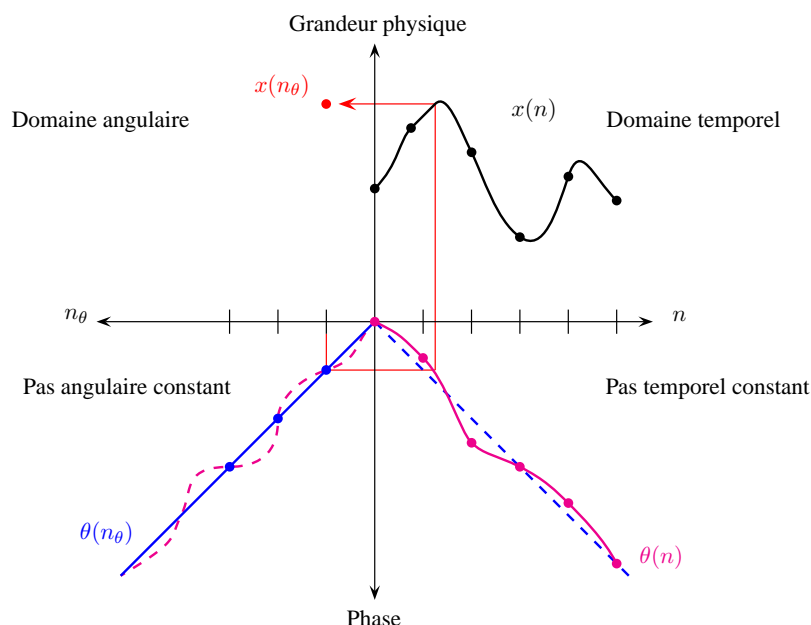


Figure 5.9 – Re-échantillonnage angulaire du signal $x(n)$ par interpolation.

Remarque : Le re-échantillonnage angulaire du signal $x(t)$ doit également satisfaire le théorème de Nyquist-Shannon. Le nombre de points N_p du codeur est choisi de façon à ce que la fréquence d'échantillonnage à pas angulaire constant $f_e^{\Delta\theta}(t)$ soit supérieure à la fréquence d'échantillonnage initiale f_e du signal $x(t)$:

$$f_e^{\Delta\theta}(t) > f_e \quad \forall t \in \mathbb{R} \quad (5.34)$$

$$\Leftrightarrow \min \left[\frac{\dot{\theta}(t)}{2\pi} \right] N_p > f_e$$

Si cette condition ne peut être respectée, un second filtrage anti-repliement est alors nécessaire.

Analyse cyclostationnaire des signaux du moteur de GES

Dans ce chapitre, nous analysons les signaux du moteur de GES dans le contexte cyclostationnaire.

6.1 Modélisation cyclostationnaire

6.1.1 Décomposition cyclostationnaire

De façon générale, le signal $x(t)$ issu d'une machine tournante peut se décomposer en la somme de différentes contributions [Braun et Seth, 1980, Antoni *et al.*, 2004] :

$$x(t) = p(t) + r(t) \quad \text{avec} \quad r(t) = x_c(t) + b(t) \quad (6.1)$$

1. $p(t)$ est un signal déterministe et périodique de période T (CS1).
2. $r(t)$ est un signal résiduel constitué de deux contributions :
 - $x_c(t)$ est la réalisation particulière d'un processus aléatoire cyclostationnaire à l'ordre deux au moins de période T (CS n avec $n \geq 2$).
 - $b(t)$ est la réalisation particulière d'un processus aléatoire non cyclostationnaire de période T . Ce processus modélise le bruit de fond. Celui-ci est très souvent supposé stationnaire et gaussien.

Ce modèle permet de décrire la plupart des signaux issus de machines tournantes. L'importance de chacune des contributions dépend de l'application considérée. Généralement, les réducteurs génèrent des signaux cyclostationnaires à l'ordre un [Capdessus *et al.*, 2000] tandis que les défauts de roulements génèrent des signaux cyclostationnaires à l'ordre deux [Randall *et al.*, 2001]. Les signaux du moteur de GES sont décomposés suivant ce modèle.

6.1.2 Re-échantillonnage angulaire

De façon à exploiter au mieux les propriétés de cyclostationnarité des signaux, ceux-ci sont préalablement re-échantillonnés *a posteriori* dans le domaine angulaire à l'aide de l'algorithme présenté à la section 5.4. L'équation (6.1) s'écrit alors de la façon suivante :

$$x(\theta) = p(\theta) + r(\theta) \quad \text{avec} \quad r(\theta) = x_c(\theta) + b(\theta) \quad (6.2)$$

La période cyclique, initialement de $T = 80$ ms dans le domaine temporel, est de $\Theta = 4\pi$ radians dans le domaine angulaire. Le capteur de référence utilisé pour estimer la position angulaire du vilebrequin est soit le top tour pour les acquisitions de 2005 et 2007 soit le codeur optique pour les acquisitions de 2009. Le premier délivre 1 impulsion par cycle moteur au lieu de 1024 pour le second. La résolution de la position angulaire du vilebrequin estimée à partir du codeur optique est meilleure. Par conséquent, les erreurs commises lors du passage du domaine temporel au domaine angulaire par interpolation sont réduites. La « qualité » du re-échantillonnage angulaire est primordiale. Les outils de traitement du signal adaptés au contexte cyclostationnaire sont basés sur l'opérateur de moyennage synchrone. Si le signal $x(\theta)$ n'est pas correctement re-échantillonné angulairement, cela peut conduire à un lissage de la fonction $\langle g(x(\theta)) \rangle_{\Theta}$. Ce phénomène est mis en évidence sur la figure 6.1. La moyenne synchrone du vibromètre a été estimée après re-échantillonnage angulaire du signal soit à partir du codeur optique soit à partir de l'accéléromètre fixé sur la tubulure d'injection du cylindre A6. Ce dernier est équivalent à un top tour. Il fournit une impulsion par cycle moteur coïncidant avec l'angle de début d'injection du cylindre A6. Dans ce second cas, la moyenne synchrone est fortement lissée. Ce lissage est néanmoins sans conséquence si seul le contenu basse fréquence du signal est d'intérêt.

Dans la suite de ce chapitre, nous nous focalisons plus particulièrement sur les signaux enregistrés au cours de la campagne d'acquisition de 2009. Ceux-ci offrent la possibilité d'un re-échantillonnage angulaire de haute résolution et par conséquent une analyse cyclostationnaire précise.

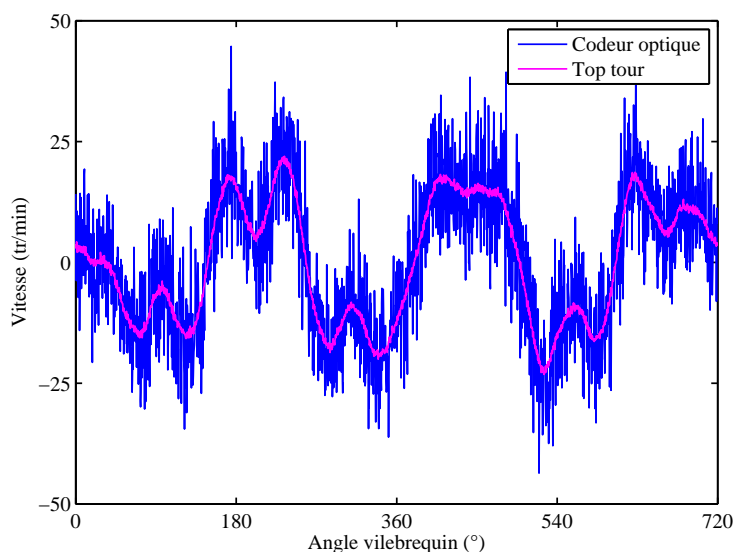


Figure 6.1 – Phénomène de lissage de la moyenne synchrone $m_x(\theta)$ du signal issu du vibromètre après re-échantillonnage angulaire à l'aide d'un top tour.

6.1.3 Extraction des parties périodique et résiduelle

La partie périodique $p(\theta)$ peut être estimée par périodisation de la moyenne synchrone $m_x(\theta)$ du signal $x(\theta)$:

$$\hat{p}(\theta) = m_x(\theta) * \mathbb{W}_\Theta(\theta) \quad \text{avec} \quad m_x(\theta) = \frac{1}{K} \sum_{k=0}^{K-1} x(\theta + k\Theta) \quad (6.3)$$

$\mathbb{W}_\Theta(\theta)$ est un peigne de Dirac de période Θ et $*$ est le produit de convolution. Dans le domaine fréquentiel, la partie périodique $\hat{p}(\theta)$ présente un spectre discret ou spectre de raies aux fréquences $f_k = kf_{cyc}$ avec $k \in \mathbb{N}$, f_{cyc} étant la fréquence du cycle moteur.

La partie résiduelle $\hat{r}(\theta)$ peut ensuite être estimée en retranchant la partie périodique $\hat{p}(\theta)$ au signal brut $x(\theta)$:

$$\hat{r}(\theta) = x(\theta) - \hat{p}(\theta) \quad (6.4)$$

Dans le domaine fréquentiel, cette opération de soustraction revient à éliminer les composantes spectrales aux fréquences discrètes $f_k = kf_{cyc}$ avec $k \in \mathbb{N}$. La partie résiduelle $\hat{r}(\theta)$ présente donc un spectre continu.

Les parties périodique $\hat{p}(\theta)$ et résiduelle $\hat{r}(\theta)$ sont de natures différentes. La première est déterministe tandis que la seconde est aléatoire. Elles requièrent des outils de traitement de signal adaptés à chacune d'entre elles.

6.2 Analyse des signaux vibratoires de la structure

Nous nous intéressons tout d'abord aux signaux vibratoires de la structure. Deux capteurs accélérométriques ont été installés sur le moteur au niveau du cylindre A6. Le premier est fixé sur un tirant de culasse, le second est fixé sur la tubulure d'injection.

La figure 6.2 montre la décomposition du signal vibratoire (tirant de culasse) en une contribution périodique et une contribution résiduelle. La contribution périodique a été estimée à partir de l'équation (6.3) par moyennage synchrone sur plus de 700 cycles ($K = 700$). Le spectre de la partie résiduelle est représenté sur la figure 6.3. La structure continue de ce spectre indique que la moyenne synchrone a été correctement estimée puis retranchée.

La partie périodique peut être analysée dans le domaine fréquentiel par une simple décomposition en série de Fourier. Cependant, dans la suite de cette section, nous nous focalisons plus particulièrement sur la partie résiduelle. Bien que celle-ci soit généralement de plus faible énergie, de précédents travaux ont montré l'intérêt de cette contribution aléatoire soit pour le diagnostic [Antoni *et al.*, 2002a, Antoni *et al.*, 2002b] soit pour la séparation des bruits mécaniques et thermodynamiques [El-Badaoui *et al.*, 2005, Pruvost *et al.*, 2009] de moteurs diesel.

6.2.1 Mise en évidence de la CS2

La figure 6.4 montre la corrélation spectrale du signal vibratoire (tirant de culasse). La résolution du spectre est d'environ de 1,5 Hz suivant l'axe des fréquences α et de

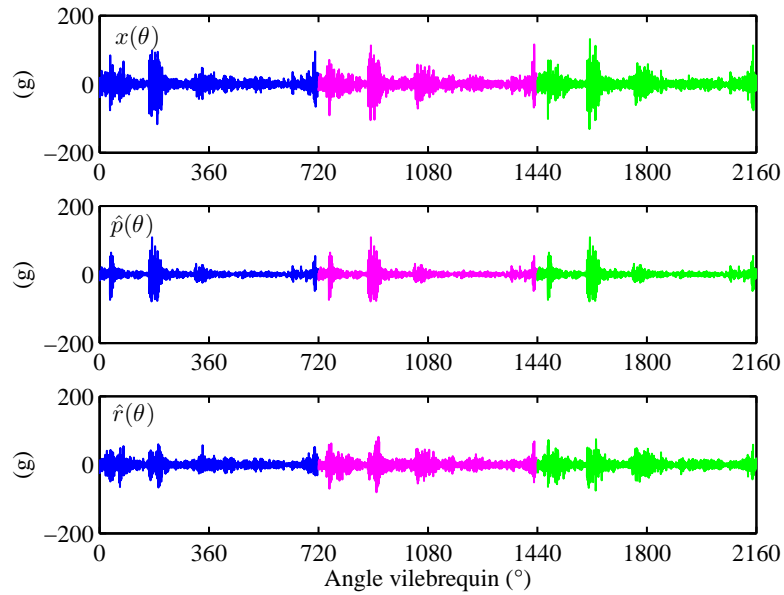


Figure 6.2 – Décomposition du signal vibratoire $x(\theta)$ (tirant de culasse) en une contribution périodique $\hat{p}(\theta)$ et une contribution résiduelle $\hat{r}(\theta)$.

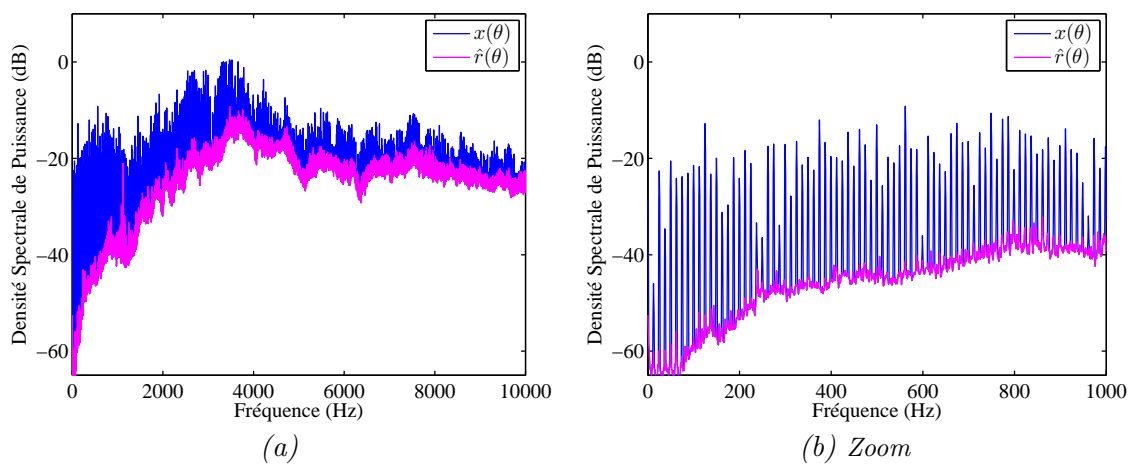


Figure 6.3 – Spectres du signal vibratoire $x(\theta)$ (tirant de culasse) et de sa partie résiduelle $\hat{r}(\theta)$.

400 Hz suivant l'axe des fréquences f . La corrélation spectrale présente une structure discrète suivant l'axe des fréquences α aux fréquences multiples de la fréquence du cycle moteur ($f_{cyc} = 12,5$ Hz). D'après l'équation (5.18), il est possible d'affirmer que le signal vibratoire contient une forte contribution cyclostationnaire à l'ordre deux $x_c(\theta)$ liée au fonctionnement cyclique du moteur. L'amplitude du signal est fortement amplifiée aux environs de 4000 Hz. Cette amplification est due à une résonance de la structure.

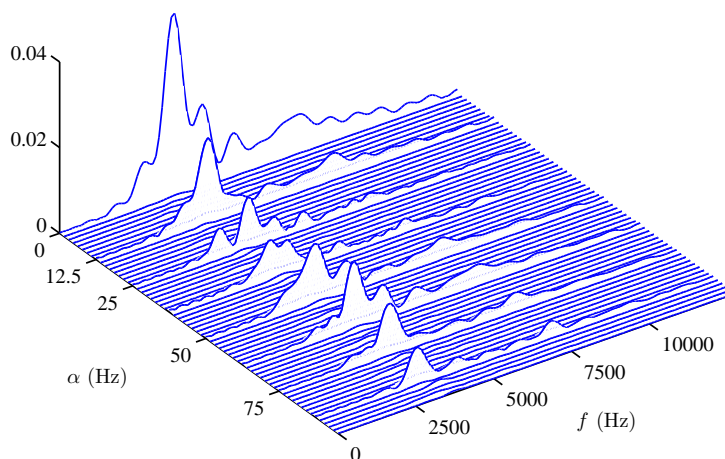


Figure 6.4 – Corrélation spectrale $S_x^\alpha(f)$ du signal vibratoire (partie résiduelle).

6.2.2 Caractérisation des transitoires

Les signaux vibratoires comportent de nombreux transitoires correspondant aux réponses de la structure aux sources excitatrices d'origine mécanique (ouvertures et fermetures des soupapes, basculements des pistons...) ou thermodynamique (combustions). Ces transitoires peuvent être caractérisés à partir de l'analyse de la partie résiduelle.

La figure 6.5 représente les variances synchrones des signaux vibratoires (tubulure d'injection et tirant de culasse du cylindre A6). La mise en correspondance des variances synchrones et du diagramme de distribution permet d'identifier un certain nombre de sources excitatrices. Sur le premier signal (tubulure d'injection), deux pics sont visibles. Ceux-ci correspondent au début et à la fin de l'injection de carburant dans le cylindre. La durée d'injection est d'environ de 50°AV . Sur le second signal (tirant de culasse), de nombreux pics sont présents. L'un d'entre eux correspond à la combustion du cylindre A6. De façon assez surprenante, ce pic n'est pas d'amplitude prédominante. L'intervalle angulaire entre le pic de début d'injection et le pic de combustion donne une estimation du délai d'inflammation du carburant. Ce délai est d'environ de 20°AV . Deux pics d'amplitudes prédominantes semblent également correspondre aux fermetures des soupapes d'échappement (RFE) et d'admission (RFA). Les autres pics n'ont pas pu être identifiés clairement. Ils pourraient correspondre à des sources excitatrices provenant des cylindres adjacents.

L'analyse temps-fréquence, ou plus exactement angle-fréquence, permet de caractériser plus finement ces transitoires puisqu'elle apporte une dimension supplémentaire. Elle

permet notamment de détecter des changements anormaux du contenu fréquentiel du signal à un angle précis. La figure 6.6 représente les spectres de Wigner-Ville des signaux vibratoires. Intégrés par rapport à la variable fréquentielle, ces spectres sont équivalents aux variances synchrones.

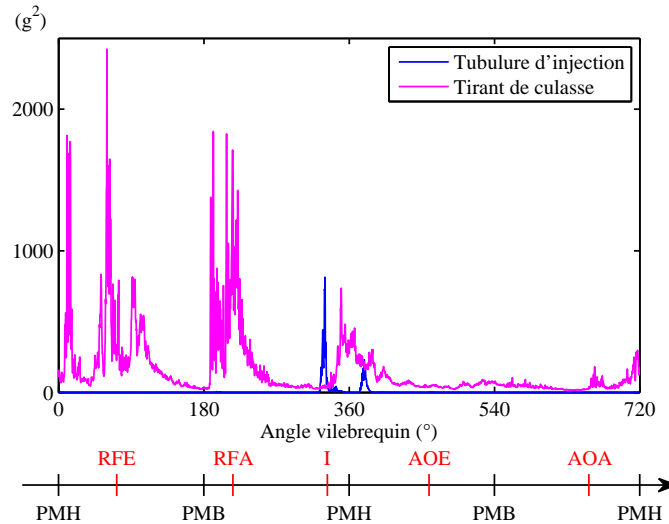


Figure 6.5 – Variations synchrones $\sigma_x^2(\theta)$ des signaux vibratoires.

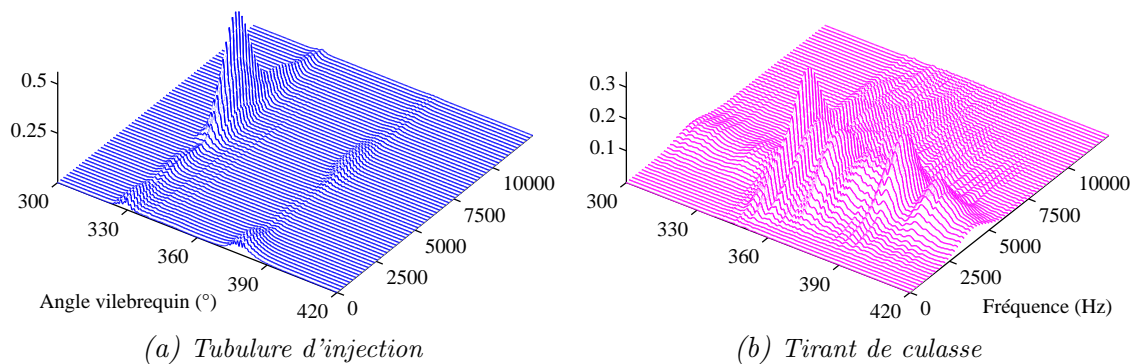


Figure 6.6 – Spectres de Wigner-Ville $W_x(\theta, f)$ des signaux vibratoires (parties résiduelles).

La partie résiduelle contient une information utile au contrôle du processus de combustion du cylindre. À titre d'exemple, la figure 6.7 représente la variance synchrone du signal vibratoire (tirant de culasse) en conditions de fonctionnement normale et défectueuse. La pression d'ouverture de l'injecteur, nominalement de 250 bars, a été dérégulée à 210 bars. Ces signaux ont été enregistrés au cours de la campagne d'acquisition de 2007. Les signaux ont été re-échantillonnés dans le domaine angulaire à partir d'un simple top tour. Ce dernier ne permet pas de compenser les variations de vitesse à l'intérieur du tour. Les résultats obtenus sont donc à interpréter avec précaution. Néanmoins, en condition défectueuse, on relève les observations suivantes :

1. L'amplitude du pic de combustion augmente fortement. Les dispersions des chocs dus à la combustion sont plus importantes lorsque l'injecteur est détaré. Les para-

mètres de fonctionnement du cylindre ne sont plus optimaux et le bon déroulement du processus de combustion semble devenir incertain.

2. Le pic de combustion est en avance d'environ 5°AV . Le dérèglement de l'injecteur entraîne une pulvérisation précoce du carburant dans le cylindre et par conséquent une combustion prématurée.
3. Le degré de cyclostationnarité à l'ordre deux ICS_{2x} croît significativement. Celui-ci a été calculé à partir de l'équation (5.20) en considérant les 100 premiers harmoniques de la fréquence cyclique ($k = 0, 1, \dots, 100$). Le degré de cyclostationnarité est de 1,8 en condition normale au lieu de 2,8 en condition défectueuse. Cette grandeur semble être un indicateur pertinent pour la détection de défaut de combustion du cylindre.

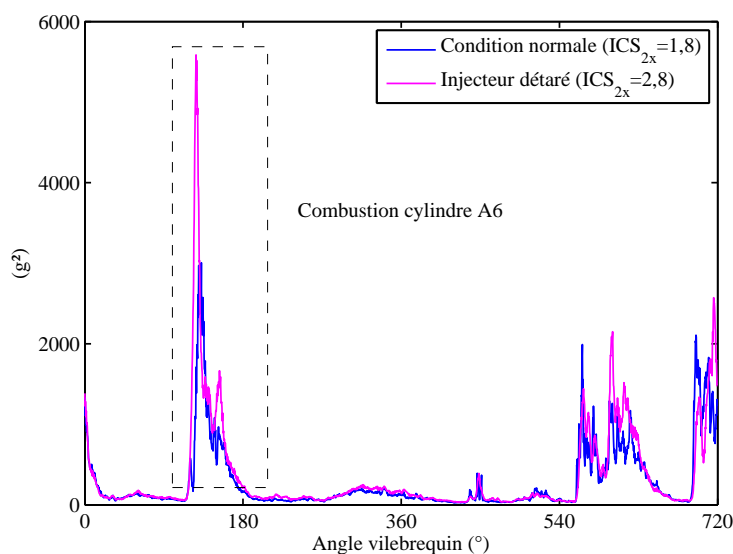


Figure 6.7 – Évolution de la variance synchrone $\sigma_x^2(\theta)$ du signal vibratoire (tirant de culasse) dans le cas du détarage de l'injecteur.

6.3 Analyse des signaux de vitesse du vilebrequin

Nous nous intéressons maintenant aux signaux de vitesse du vilebrequin. Comme précédemment, le signal issu du vibromètre est décomposé en une contribution périodique et une contribution résiduelle (voir figures 6.8 et 6.9).

6.3.1 Mise en évidence de la non-CS2

Le signal de vitesse est fortement périodique par rapport à la période du cycle moteur. Dans le domaine fréquentiel, cette périodicité se traduit par un spectre de raies prononcé (voir figure 6.9). Cependant, à l'instar des signaux vibratoires de la structure, la partie résiduelle ne doit pas être délaissée car celle-ci peut également contenir une information utile au diagnostic du moteur.

La figure 6.10 représente la corrélation spectrale du signal de vitesse. La résolution du spectre est d'environ de 1,5 Hz suivant l'axe α et de 400 Hz suivant l'axe des fréquences f . On observe une structure discrète de très faible amplitude suivant l'axe α aux fréquences

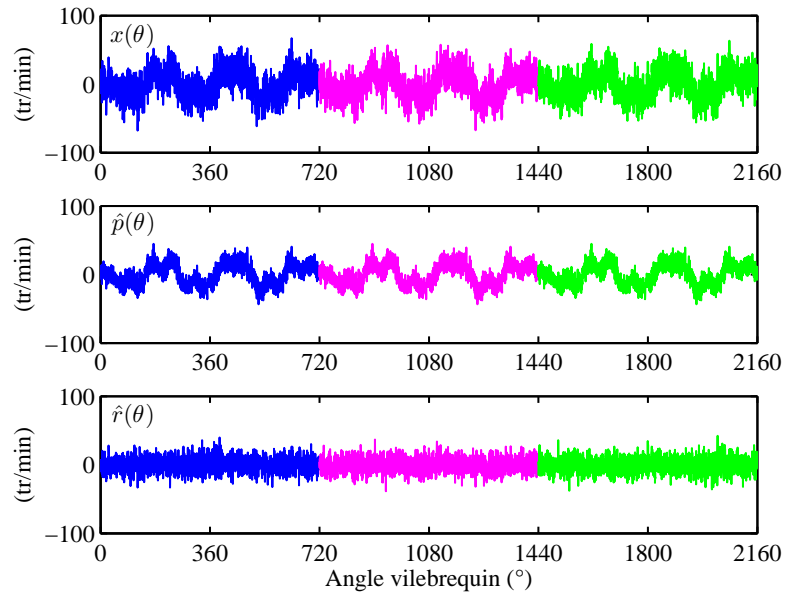


Figure 6.8 – Décomposition du signal issu du vibromètre $x(\theta)$ en une contribution périodique $\hat{p}(\theta)$ et une contribution résiduelle $\hat{r}(\theta)$.

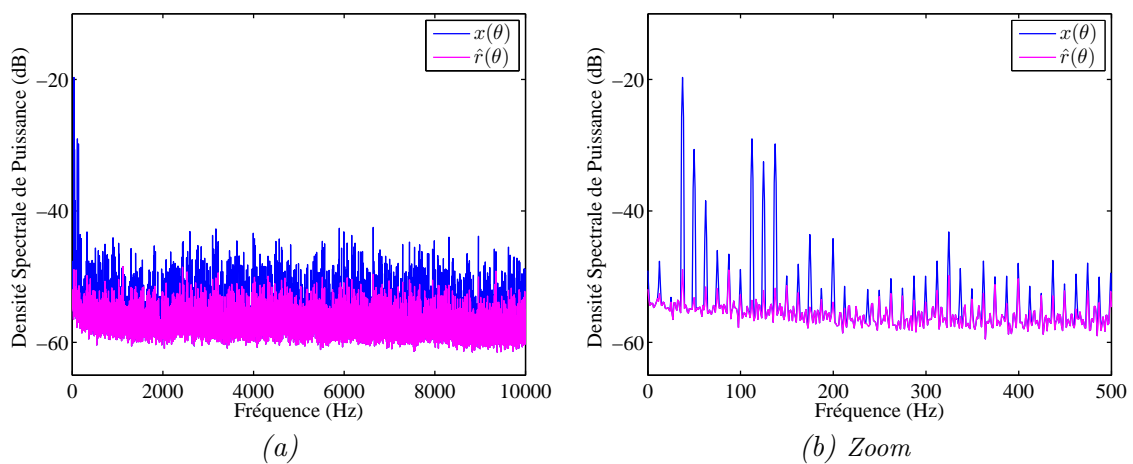


Figure 6.9 – Spectres du signal issu du vibromètre $x(\theta)$ et de sa partie résiduelle $\hat{r}(\theta)$.

multiples de la fréquence du cycle moteur. Le degré de cyclostationnarité, calculé à partir de l'équation (5.20) en considérant les 100 premiers harmoniques de la fréquence cyclique, est seulement de 0,01. De plus, la partie périodique du signal de vitesse n'a pas été retranchée de manière optimale. Certains harmoniques de la fréquence du cycle moteur sont d'amplitudes non négligeables sur le spectre de la partie résiduelle (voir figure 6.9). Aussi, la structure discrète de la corrélation spectrale semble provenir d'une information d'ordre un et non d'ordre deux. La partie résiduelle ne contient donc pas une information cyclostationnaire à l'ordre deux liée au fonctionnement cyclique du moteur. Cette contribution pourrait correspondre à un bruit de mesure notamment dû à l'état de surface de la visée laser.

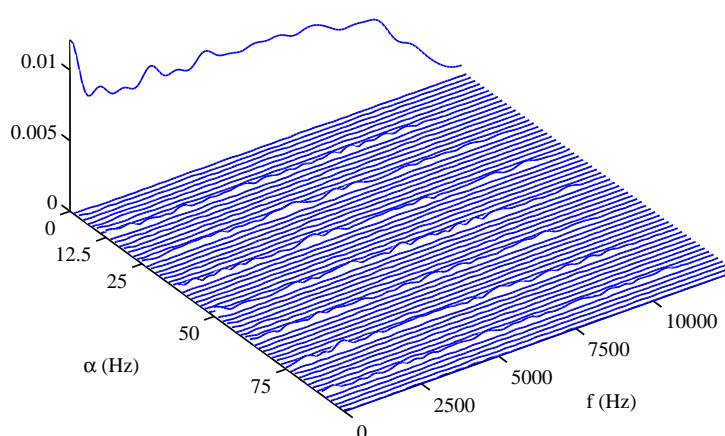


Figure 6.10 – Corrélation spectrale $S_x^\alpha(f)$ du signal issu du vibromètre (partie résiduelle).

6.3.2 Comparaison vibromètre et codeur optique

Au cours de la campagne d'acquisition de 2009, un codeur optique a été installé à l'extrémité libre du vilebrequin soit au même niveau que le vibromètre rotationnel laser. Celui-ci permet également d'estimer les fluctuations de vitesse du vilebrequin. Nous comparons maintenant les signaux de vitesse estimés à partir de ces deux capteurs.

Le codeur optique n'est pas un capteur de vitesse mais un capteur de position. Celui-ci délivre un signal carré dont la fréquence est proportionnelle à la vitesse instantanée de rotation de l'arbre auquel il est accouplé. Diverses méthodes de démodulation peuvent être envisagées pour remonter aux fluctuations de vitesse de l'arbre. Deux méthodes ont été testées :

1. la méthode du comptage (avec une fréquence d'horloge de 80 MHz),
2. et la méthode de Hilbert.

Ces deux méthodes sont décrites et comparées en annexe E. Dans le cadre de cette application, celles-ci ont conduit à des résultats similaires. Par la suite, la méthode de Hilbert est employée. Cette dernière consiste à dériver la phase instantanée du signal analytique préalablement filtré passe-bande autour de sa fréquence fondamentale [Boashash, 1992a, Boashash, 1992b]. La largeur du filtre est réglée à 20 kHz de façon

à ce que la bande passante du signal de vitesse soit identique à celle du signal issu du vibromètre (10 kHz).

Les figures 6.11, 6.12 et 6.13 comparent les fluctuations de vitesse du vilebrequin estimées à partir du vibromètre et du codeur. Au regard de ces figures, on relève les observations suivantes :

1. Les signaux sont fortement périodiques par rapport à la période du cycle moteur (spectres de raies).
2. Le signal issu du vibromètre est fortement bruité par rapport à celui issu du codeur. La ligne de fond du spectre est plate suivant l'axe des fréquences (pas de perturbation due aux modes de torsion du vilebrequin). Cette signature est typique d'un bruit blanc de mesure. Ce bruit peut provenir de l'état de surface de la visée laser. Étant donnée que la surface de mesure est animée d'un mouvement de rotation, ce bruit peut également se manifester aux composantes spectrales d'intérêt (speckle noise).
3. Si le signal $r_2(t)$ issu du vibromètre est considéré comme une version filtrée et bruitée du signal issu du codeur $r_1(t)$ alors la fonction de cohérence $c_{r_1 r_2}(f)$ entre les deux signaux permet d'évaluer le rapport signal à bruit $RSB(f)$ en fonction de la fréquence f [Max et Lacoume, 2000] :

$$c_{r_1 r_2}(f) = \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{RSB(f)}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (6.5)$$

$$\text{avec } \begin{cases} r_1(t) = x(t) \\ r_2(t) = y(t) + b(t) = \mathcal{F}(x(t)) + b(t) \end{cases} \quad \text{et} \quad RSB(f) = \frac{S_y(f)}{S_b(f)}$$

\mathcal{F} est un filtre linéaire. $S_y(f)$ et $S_b(f)$ sont les densités spectrales de puissance de $y(t)$ et de $b(t)$. Cette fonction de cohérence $c_{r_1 r_2}(f)$ est proche de un dans les basses fréquences puis chute considérablement à partir de 250 Hz. Le rapport signal à bruit est donc très mauvais au-delà de cette fréquence.

4. Les composantes spectrales prédominantes (> -5 dB) sont comprises entre 0 et 250 Hz. Les écarts en amplitude entre les deux signaux sont faibles pour ces composantes (< 1 dB) mais ceux-ci s'accroissent fortement au-delà de 250 Hz. Ainsi, les signaux de vitesse sont relativement proches après filtrage passe-bas.

6.3.3 Bilan

Seule la partie périodique du signal de vitesse semble contenir une information utile au diagnostic du moteur. Le contenu fréquentiel de cette partie périodique est concentré dans une bande de fréquence allant de 0 à 250 Hz correspondant aux 20 premiers harmoniques. Ces résultats sont en concordance avec ceux de travaux antérieurs. D'après [Williams, 1996], seuls les 24 premiers harmoniques sont d'amplitudes significatives. Afin de réduire l'influence du bruit de mesure, il paraît alors judicieux de filtrer les signaux passe-bas. Dans la suite de cette étude, nous travaillons avec la partie périodique filtrée passe-bas à 250 Hz. Le lissage induit par le re-échantillonnage angulaire du signal à l'aide du top tour et le moyennage synchrone a peu de conséquence dans cette bande de fréquence. La figure 6.14 montre le signal de vitesse après prétraitements pour chacune des campagnes d'acquisition.

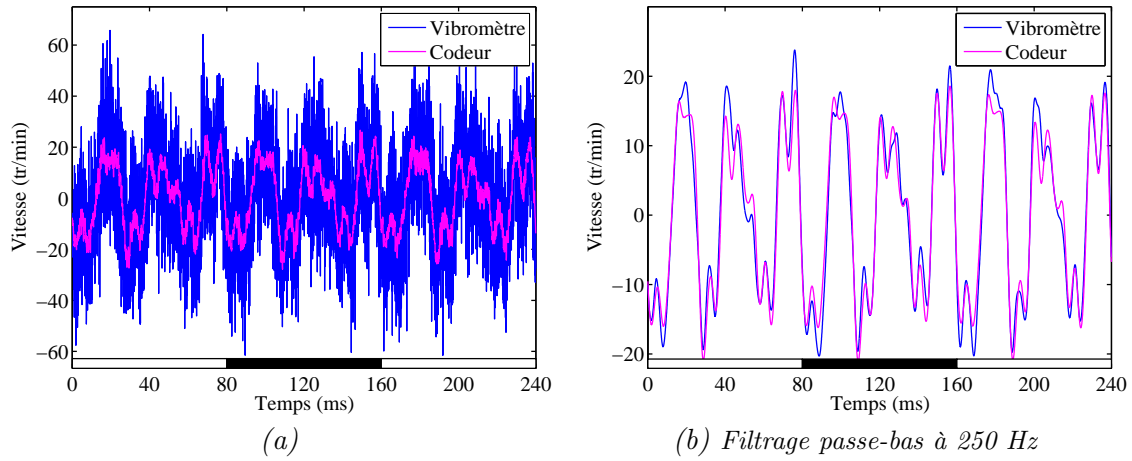


Figure 6.11 – Fluctuations de vitesse du vilebrequin estimées à partir du vibromètre et du codeur.

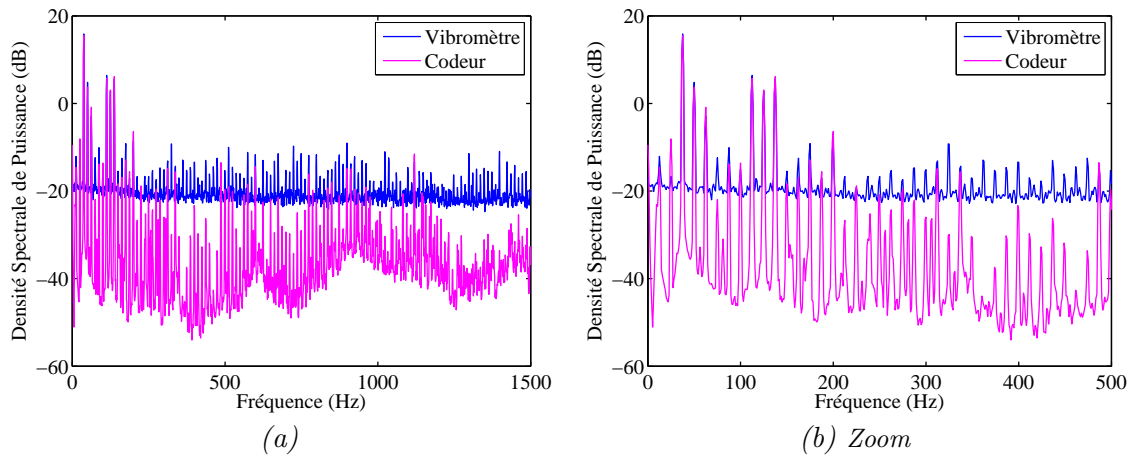


Figure 6.12 – Densité spectrale de puissance des fluctuations de vitesse du vilebrequin estimées à partir du vibromètre et du codeur.

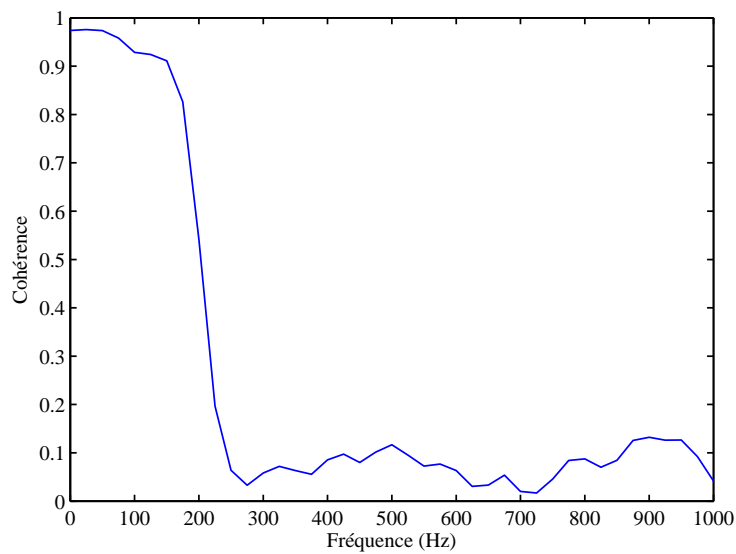
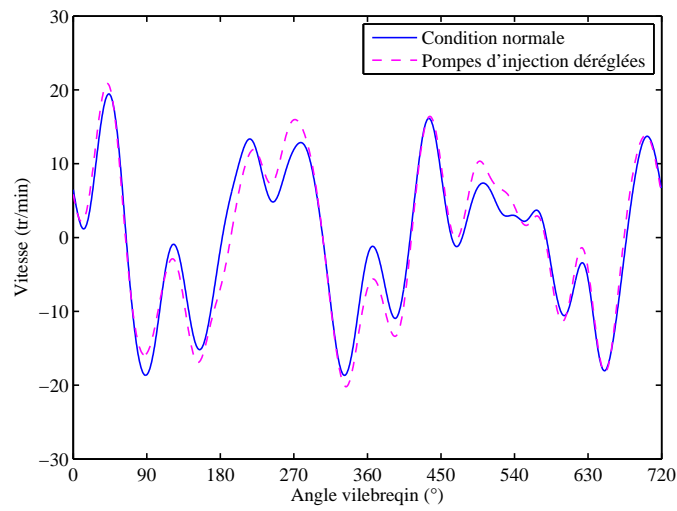
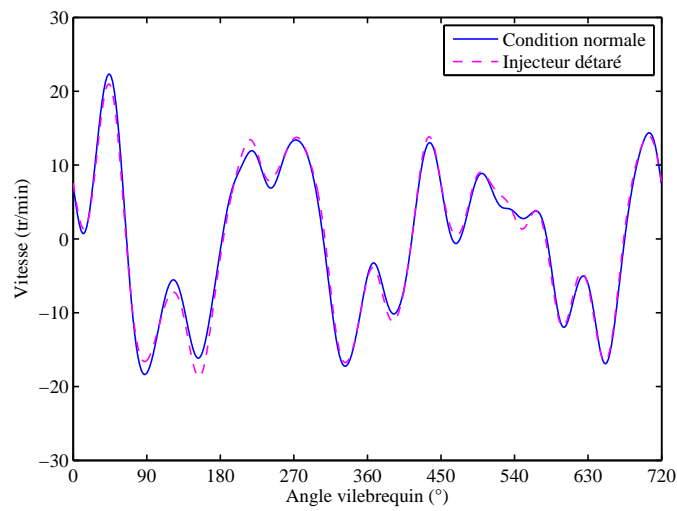


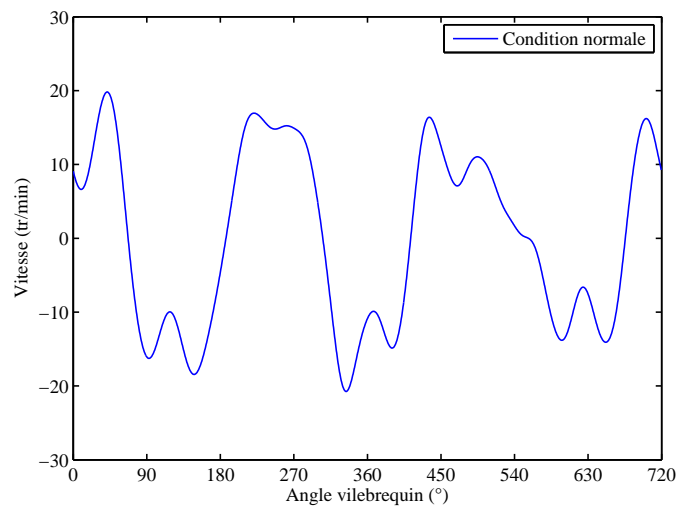
Figure 6.13 – Fonction de cohérence $c_{xy}(f)$ entre les fluctuations de vitesse du vilebrequin estimées à partir du vibromètre et du codeur.



(a) 2005 groupe électrogène 1 (GEUS)



(b) 2007 groupe électrogène 1 (GEUS)



(c) 2009 groupe électrogène 2 (GES)

Figure 6.14 – Parties périodiques des signaux de vitesse du vibromètre filtrées passe-bas à 250 Hz.

Quatrième partie

Modélisation des fluctuations de vitesse du vilebrequin

Cette partie est consacrée à la modélisation des fluctuations de vitesse du vilebrequin (partie périodique) du moteur de GES. Ce modèle requiert à la fois la modélisation du comportement dynamique en torsion du vilebrequin et la modélisation des couples qui lui sont appliqués (voir figure 6.15).

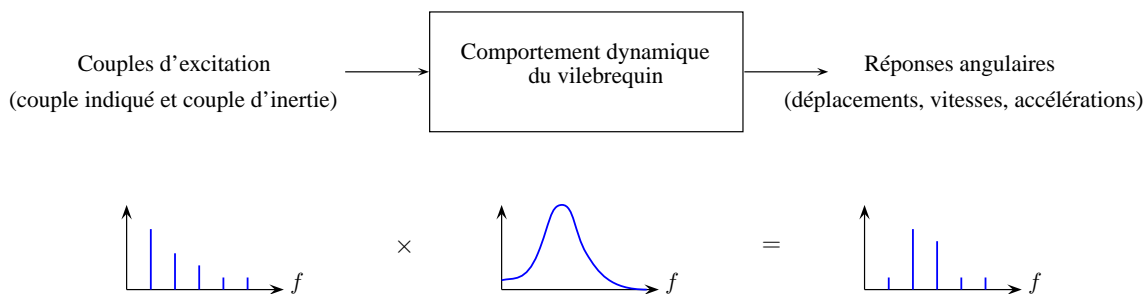


Figure 6.15 – Modélisation des réponses angulaires du vilebrequin.

Le vilebrequin est principalement soumis à deux types de sollicitations : le couple dû à la pression des gaz (le couple indiqué) et le couple dû aux forces d'inertie de l'attelage mobile (le couple d'inertie). Ces sollicitations ne sont pas constantes mais périodiques par rapport au cycle du moteur. Par conséquent, la vitesse angulaire du vilebrequin oscille autour d'une valeur moyenne. On parle d'acyclisme. Sous l'action de ces sollicitations, le vilebrequin se déforme dynamiquement (en fonction du temps) en torsion. Ces déformations se superposent au déplacement du vilebrequin en tant que corps rigide. On parle de vibrations de torsion. Ce phénomène est particulièrement marqué lorsque les fréquences d'excitation coïncident avec les fréquences naturelles en torsion du vilebrequin. Les vibrations de torsion sont particulièrement néfastes. Elles peuvent conduire à la rupture en fatigue de l'arbre moteur. Le rôle de l'amortisseur (damper en anglais) est alors d'atténuer l'amplitude de ces vibrations.

Étant données les dimensions imposantes du moteur de GES (la longueur du vilebrequin est de cinq mètres), les premiers modes propres en torsion du vilebrequin sont *a priori* localisés dans les basses fréquences et sont *a priori* excités par les couples appliqués au vilebrequin. Cette hypothèse est fortement confortée par la forme du signal de vitesse

obtenu. La figure 6.16 représente les fluctuations de vitesse¹ du vilebrequin mesurées à ses deux extrémités, côté accouplement (volant lourd) et côté distribution (extrémité libre du vilebrequin). L'allure du signal est non uniforme et évolue en fonction de la position du capteur. Les contributions de chacun des cylindres sur les réponses en vitesse du vilebrequin ne sont pas identiques. Elles sont influencées par les modes propres du système. Le vilebrequin doit alors être considéré comme un solide déformable (vilebrequin élastique). Les dispersions de vitesse sont plus faibles côté accouplement du fait de la présence de fortes inerties à cette extrémité (rotor et volants d'inertie).

Le signal de vitesse est plus « complexe » que celui obtenu classiquement sur un moteur quatre cylindres. À titre d'exemple, la figure 6.17 représente les fluctuations de vitesse² du vilebrequin d'un moteur diesel de véhicule automobile standard mesurées au niveau de la couronne de démarrage. L'allure du signal est quasi-uniforme. Les modes propres du vilebrequin sont localisés dans les hautes fréquences et sont très peu excités. Dans ce cas, l'hypothèse de rigidité du vilebrequin est d'autant plus valide que le régime de rotation du moteur est bas.

Dans le chapitre 7, nous modélisons le comportement dynamique en torsion du vilebrequin. Dans le chapitre 8, nous modélisons les couples d'excitation qui lui sont appliqués. Cela implique également la modélisation de la courbe de pression cylindre. Enfin, dans le chapitre 9, nous simulons les fluctuations de vitesse du vilebrequin à son extrémité libre.

1. Moyennes synchrones filtrées passe-bas à 250 Hz.

2. Moyenne synchrone non filtrée.

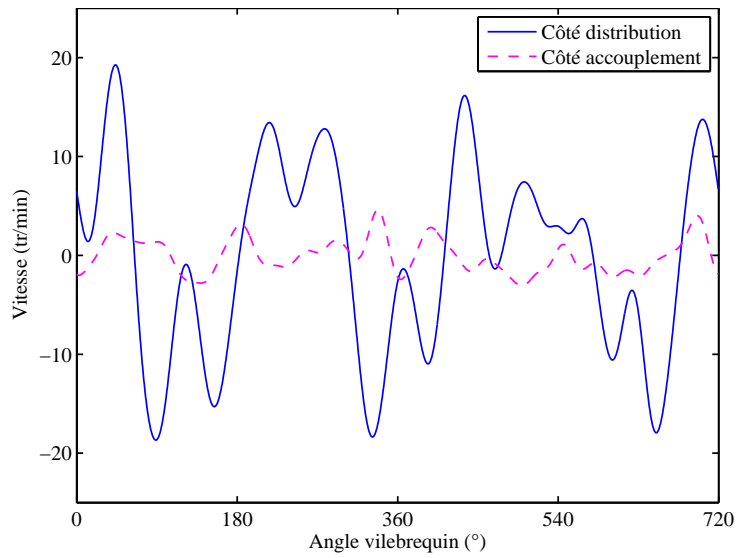


Figure 6.16 – Fluctuations de vitesse mesurées aux deux extrémités du vilebrequin.

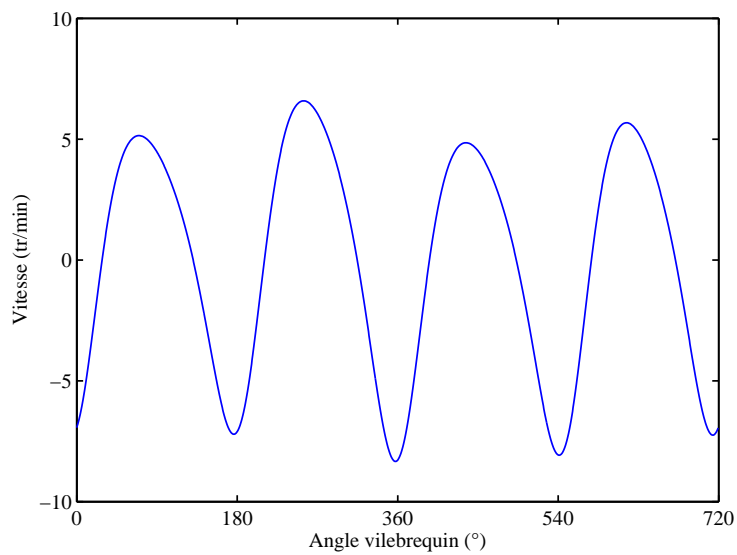


Figure 6.17 – Fluctuations de vitesse du vilebrequin d'un moteur diesel quatre cylindres à 3000 tr/min et 100 % de charge.

Modélisation du comportement dynamique du vilebrequin

Dans ce chapitre, nous modélisons le comportement dynamique en torsion du vilebrequin. Ce dernier est considéré comme un solide déformable (vilebrequin élastique).

7.1 Modèle

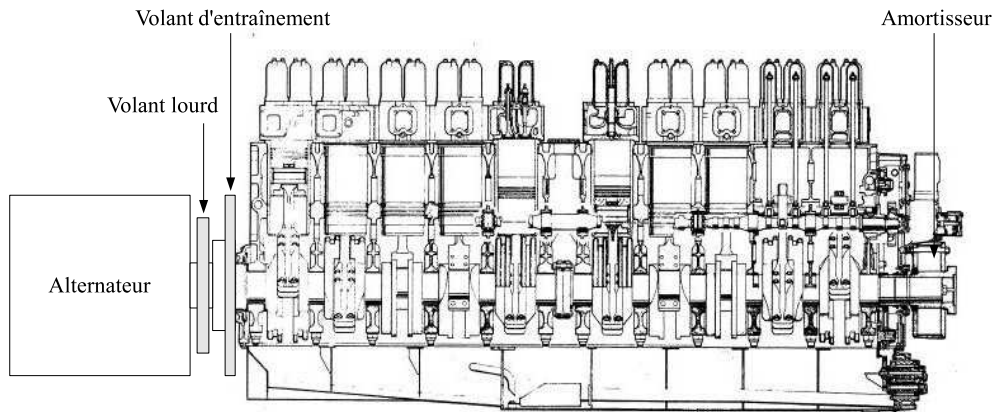
7.1.1 Modèle équivalent en torsion

Le vilebrequin est modélisé à l'aide d'un ensemble d'éléments discrets constitué d'inerties en rotation et de ressorts de torsion (voir figure 7.1). Les amortissements sont volontairement omis sur la figure 7.1. Les parties du système réel qui ont une masse importante et une rigidité élevée sont assimilées à des inerties. Les parties du système réel qui ont une masse peu importante et une élasticité élevée sont assimilées à des ressorts. Ainsi, le modèle équivalent en torsion du vilebrequin est constitué de treize degrés de liberté (ddl). Les désignations de ces ddl sont données dans le tableau 7.1.

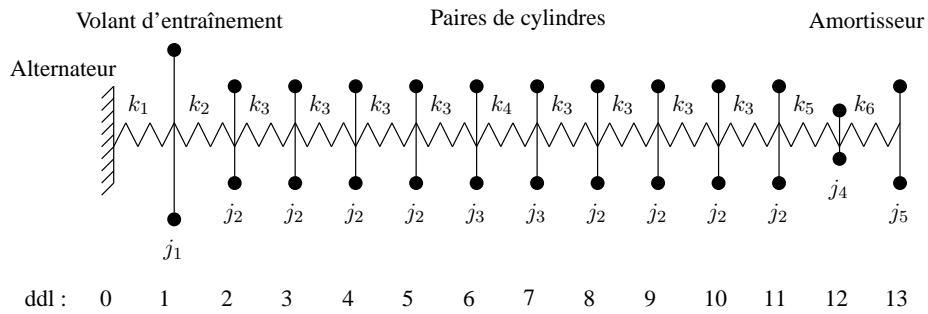
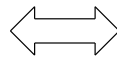
Étant données la masse importante du rotor (5 tonnes au lieu de 2 tonnes pour le vilebrequin) et la forte élasticité de l'accouplement, le vilebrequin est *a priori* découplé de la charge. De plus, les fluctuations de vitesse mesurées au niveau du volant lourd sont faibles (voir figure 6.16). Par conséquent, l'ensemble {rotor, volant lourd} est assimilé à un nœud fixe (ddl 0).

Tableau 7.1 – Désignations des degrés de liberté.

ddl	Désignation
0	Alternateur {rotor, volant lourd}
1	Volant {accouplement, volant d'entraînement}
2-11	Paire de cylindres {pistons, bielle, biellette, manivelle}
12	Amortisseur (partie intérieure)
13	Amortisseur (partie extérieure)



(a) *Système réel*



(b) *Système conservatif équivalent*

Figure 7.1 – Modélisation en torsion du vilebrequin élastique.

7.1.2 Estimation des paramètres du modèle

Les paramètres du modèle sont récapitulés dans le tableau 7.2. Les paramètres de l'accouplement (j_1 et k_1) et de l'amortisseur (j_4, j_5 et k_6) ont été fournis par leurs fabricants respectifs (Vulkan et Geislinger). Les paramètres du vilebrequin (j_2, j_3, k_2, k_3, k_4 et k_5) ont été estimés à partir de modélisations numériques et de calculs en éléments finis à l'aide d'un logiciel de CAO¹.

Tableau 7.2 – Paramètres du modèle.

Inerties (kg.m ²)	Raideurs (10 ⁶ N.m.rad ⁻¹)
$j_1 = 140$	$k_1 = 0,5$
$j_2 = 7,5$	$k_2 = 33$
$j_3 = 8$	$k_3 = 22$
$j_4 = 0,75$	$k_4 = 15$
$j_5 = 23,7$	$k_5 = 8$
	$k_6 = 2$

Inerties

Manivelle

La figure 7.2 représente la modélisation numérique d'une manivelle {maneton, tourillons, corps de manivelle et contrepoids}. Le moment d'inertie j_m de cette manivelle par rapport à son axe de rotation est de 6,4 kg.m².

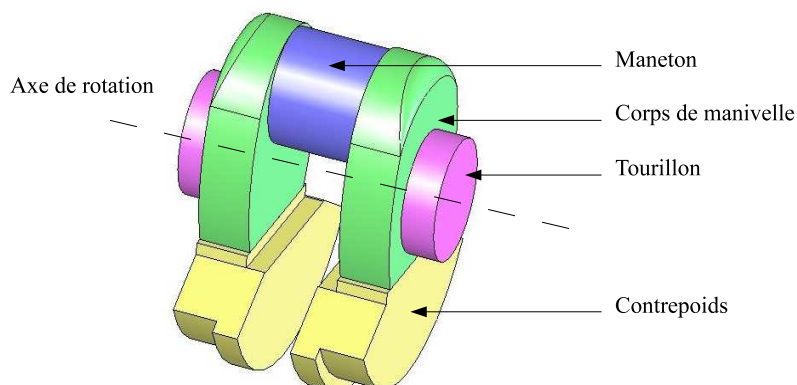


Figure 7.2 – Modélisation numérique d'une manivelle.

Pistons, bielle et biellette

L'ensemble {piston, bielle} ou {piston, biellette} est modélisé à l'aide de deux masses ponctuelles, l'une liée au piston et l'autre liée à la tête de bielle. La première masse, notée m_{alt} , est animée d'un mouvement alternatif tandis que la seconde masse, notée m_{rot} , est

1. Conception assistée par ordinateur.

animée d'un mouvement rotatif. Ces deux masses sont obtenues à partir des relations de répartition suivantes :

$$m_{alt} = m_p + (1 - h)m_b \quad (7.1)$$

$$m_{rot} = hm_b \quad (7.2)$$

m_p est la masse du piston et m_b est la masse de la bielle. h est un facteur caractérisant la proportion de la masse de la bielle en mouvement rotatif. Il est habituel de considérer les relations de répartition suivantes :

$$m_{alt} = m_p + \frac{m_b}{3} \quad (7.3)$$

$$m_{rot} = \frac{2}{3}m_b \quad (7.4)$$

Le moment d'inertie équivalent j_{pb} de l'ensemble {piston, bielle} peut être déterminé par la méthode des énergies équivalentes. Cette méthode consiste à calculer l'énergie cinétique de l'ensemble {piston, bielle} et à la supposer égale à celle d'une inertie en rotation. Le moment d'inertie équivalent obtenu dépend de l'angle vilebrequin. Il peut cependant être approché par sa valeur moyenne [Harris et Piersol, 2002] :

$$j_{pb} = m_{rot}R^2 + \frac{1}{2}m_{alt}R^2 \quad (7.5)$$

$$= \left[\frac{m_p}{2} + \frac{5}{6}m_b \right] R^2 \quad (7.6)$$

R est le rayon de manivelle. Les détails de calcul de ces expressions sont donnés en annexe C. Les moments d'inertie côté bielle j_{pb}^A et côté biellette j_{pb}^B sont respectivement de 0,7 et 0,4 kg.m².

Paire de cylindres

Le moment d'inertie j_2 d'une paire de cylindres² {manivelle, pistons, bielle, biellette} est la somme des moments d'inertie de la manivelle j_m , de l'ensemble {piston, bielle} j_{pb}^A et de l'ensemble {piston, biellette} j_{pb}^B :

$$j_2 = j_m + j_{pb}^A + j_{pb}^B \quad (7.7)$$

Celui-ci est de 7,5 kg.m². Le moment d'inertie j_3 des ddl 6 et 7 intègre le joint du vilebrequin (le vilebrequin est en deux parties flasquées). Celui-ci est de 8 kg.m².

Raideurs

Les raideurs des différentes parties du vilebrequin ont été estimées à partir de calculs en éléments finis. La raideur k_3 d'une manivelle a été déterminée en fixant ses deux extrémités et en appliquant une force F au centre de son maneton (voir figure 7.3). La raideur dépend alors du couple C exercé et de la déformation angulaire θ_d de la manivelle :

$$k_3 = \frac{1}{4} \frac{C}{\theta_d} \quad \text{avec} \quad C = FR \quad (7.8)$$

2. Cylindres A1 et B1 par exemple.

Cette raideur est de 22 N.m.rad^{-1} . Les autres raideurs k_2 , k_4 et k_5 ont été déterminées de façon similaire.

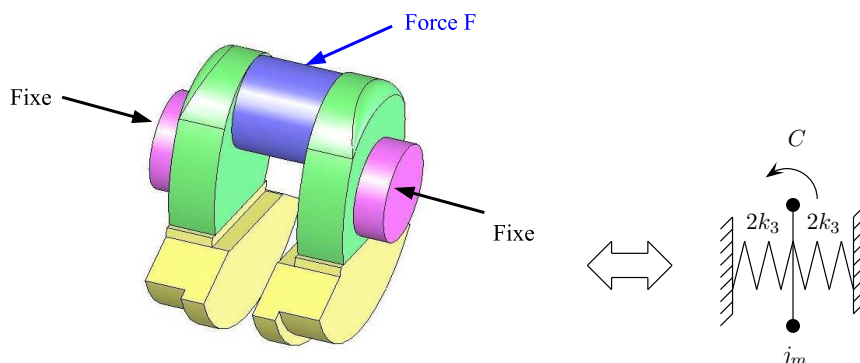


Figure 7.3 – Estimation de la raideur en torsion d'une manivelle.

7.1.3 Mise en équations

Le modèle de la figure 7.1 est équivalent mathématiquement au système d'équations linéaires suivant :

$$[\mathbf{J}]\{\ddot{\theta}\}(t) + [\mathbf{C}]\{\dot{\theta}\}(t) + [\mathbf{K}]\{\theta\}(t) = \{C\}(t) \quad (7.9)$$

avec

$$\begin{aligned} [\mathbf{J}] &= \text{diag}([j_1 \ \cdots \ j_5]) \\ [\mathbf{K}] &= \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & & & \\ -k_2 & k_2 & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & k_5 + k_6 & -k_6 \\ & & & -k_6 & k_6 \end{bmatrix} \\ \{\theta\}(t) &= [\theta_1(t) \ \cdots \ \theta_{13}(t)]^T \\ \{C\}(t) &= [0 \ C_1(t) \ \cdots \ C_{10}(t) \ 0 \ 0]^T \end{aligned}$$

$[\mathbf{J}]$ est la matrice d'inertie, $[\mathbf{C}]$ est la matrice d'amortissement et $[\mathbf{K}]$ est la matrice de rigidité. Ces matrices sont de taille 13×13 . $\{\theta\}$ est le vecteur des déplacements angulaires et $\{C\}$ est le vecteur des couples d'excitation. Ces vecteurs sont de taille 13×1 . Les équations (7.9) sont couplées par le biais des matrices $[\mathbf{K}]$ et $[\mathbf{C}]$.

L'amortissement du système est complexe et de différentes natures : visqueux (frottements des pistons sur les chemises des cylindres), structural (torsion du vilebrequin, amortisseur) ou sec (paliers du vilebrequin). Pour des raisons de simplification, celui-ci est supposé purement visqueux³ et proportionnel. On parle également d'amortissement de Rayleigh [Rayleigh, 1877] :

$$[\mathbf{C}] = \alpha[\mathbf{J}] + \beta[\mathbf{K}] \quad \forall(\alpha, \beta) \in \mathbb{R}^2 \quad (7.10)$$

3. Amortissement proportionnel à la vitesse angulaire.

L'hypothèse d'amortissement visqueux et proportionnel montre des résultats satisfaisants lorsque l'amortissement du système est faible. Cette hypothèse simplifie considérablement la modélisation. Les modes propres de déformation du vilebrequin peuvent être estimés à partir du système conservatif (ou système non amorti).

7.2 Analyse modale

Le comportement dynamique du vilebrequin est caractérisé par un nombre réduit de paramètres dits modaux : fréquences, amortissements et modes propres de déformation. L'analyse modale consiste à identifier ces paramètres.

7.2.1 Analyse modale du système non amorti

Les fréquences et modes propres du vilebrequin sont calculés à partir du système libre non amorti [Thomas et Laville, 2007] :

$$[\mathbf{J}]\{\ddot{\theta}\}(t) + [\mathbf{K}]\{\theta\}(t) = \{0\} \quad (7.11)$$

À partir du système d'équations précédent, des solutions harmoniques sont recherchées :

$$\{\theta\}(t) = \{\psi\}e^{j\omega t} \quad (7.12)$$

ω est la pulsation et $\{\psi\}$ est un vecteur comportant l'amplitude de chaque degré de liberté. Cette recherche de solutions conduit à la résolution d'un problème aux valeurs propres :

$$[\mathbf{K}]\{\psi\} = \omega^2[\mathbf{J}] \quad (7.13)$$

Les solutions multiples de ce système d'équations définissent les fréquences propres $\omega_r = 2\pi f_r$ et les modes propres $\{\psi_r\}$ du système non amorti. Ces solutions se rangent respectivement dans les matrices $[\mathbf{D}]$ et $[\mathbf{V}]$:

$$[\mathbf{D}] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & \\ & \ddots & \\ & & \omega_{13}^2 \end{bmatrix} \quad \text{avec} \quad \omega_1 < \dots < \omega_{13} \quad (7.14)$$

$$[\mathbf{V}] = [\{\psi_1\} \quad \dots \quad \{\psi_{13}\}] = \begin{bmatrix} V_{11} & \dots & V_{113} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ V_{131} & \dots & V_{1313} \end{bmatrix} \quad (7.15)$$

Ces matrices sont de taille 13×13 . La matrice $[\mathbf{V}]$ est aussi appelée la base modale. Le nombre de modes estimés est égal au nombre de degrés de liberté.

Remarque : Dans le cas particulier d'un amortissement visqueux et proportionnel, les modes propres du système amorti sont identiques à ceux du système non amorti. En revanche, les fréquences propres du système amorti sont plus faibles que celles du système non amorti. Ces écarts sont cependant peu importants.

La figure 7.4 montre les cinq premiers modes propres du système. Le premier mode est le mode de corps rigide du vilebrequin. Le système se déforme principalement au niveau de l'accouplement. Ce mode est basse fréquence du fait de la haute élasticité de l'accouplement. Le second mode est dû à l'amortisseur de vibrations. La déformation du système est maximale entre la partie intérieure et la partie extérieure de l'amortisseur. Les modes suivants sont les modes de torsion du vilebrequin. Les déformées correspondantes sont proches de celles d'un arbre encastré-libre en torsion modifiées à l'extrémité libre du vilebrequin par l'amortisseur. La fréquence du premier mode est seulement de 61,7 Hz. Pour un vilebrequin de moteur quatre cylindres de véhicule automobile standard, cette fréquence est généralement de l'ordre de 500 Hz [Moghadas, 1986, Antoni, 2000]. Il existe un couplage important entre le deuxième et le troisième mode. L'amortisseur de vibrations semble être « accordé » par rapport à la première fréquence de résonance en torsion du vilebrequin (voir annexe G).

7.2.2 Analyse d'une montée en régime

L'analyse modale expérimentale (AME) permet notamment de vérifier la validité d'un modèle dynamique d'une structure. Les paramètres modaux sont identifiés à partir d'essais dynamiques. Au cours de ces essais, les réponses vibratoires de la structure sont mesurées en différents points sous l'effet d'une excitation aléatoire ou harmonique. À partir des résultats de mesure, diverses techniques ont été développées pour estimer les fréquences, les amortissements et les modes propres de déformation de la structure [Piranda, 2001]. Si les écarts entre le système réel et le système équivalent sont importants alors les paramètres du modèle sont ajustés. On parle de recalage de modèle.

L'analyse modale expérimentale du vilebrequin en torsion n'est pas envisageable. Tout d'abord, le vilebrequin est accessible uniquement à ses deux extrémités ce qui limite considérablement le nombre de points de mesure et par conséquent la résolution de l'analyse. Ensuite, l'excitation du vilebrequin en torsion est d'un point de vue pratique difficile à mettre en œuvre. Néanmoins, l'analyse d'une montée en régime du moteur permet d'accéder partiellement au comportement dynamique du vilebrequin. En effet, les fréquences des couples d'excitation dépendent du régime de rotation. Par conséquent, le balayage fréquentiel induit par la montée en régime entraîne l'excitation successive des premiers modes de torsion du système. Les fréquences critiques peuvent ainsi être identifiées.

La figure 7.5 représente le spectrogramme et le spectre des fluctuations de vitesse au cours d'une montée en régime du moteur. Différentes résonances sont observables. Les fréquences de ces résonances sont proches de celles estimées précédemment à partir du modèle (voir tableau 7.3). Cette analyse semble donc confirmer la validité du modèle. Les modes du système ne sont pas excités au-delà de 250 Hz.

7.2.3 Optimisation des paramètres du modèle

À l'image d'un instrument de musique, le système équivalent du vilebrequin peut être « accordé » par rapport au système réel en ajustant les paramètres d'inertie et de raideur du modèle. Le recalage du modèle doit permettre d'obtenir une meilleure estimation des modes propres de déformation du système. Ainsi, un algorithme d'optimisation génétique (voir annexe H) a été utilisé afin de réduire le plus possible les écarts entre

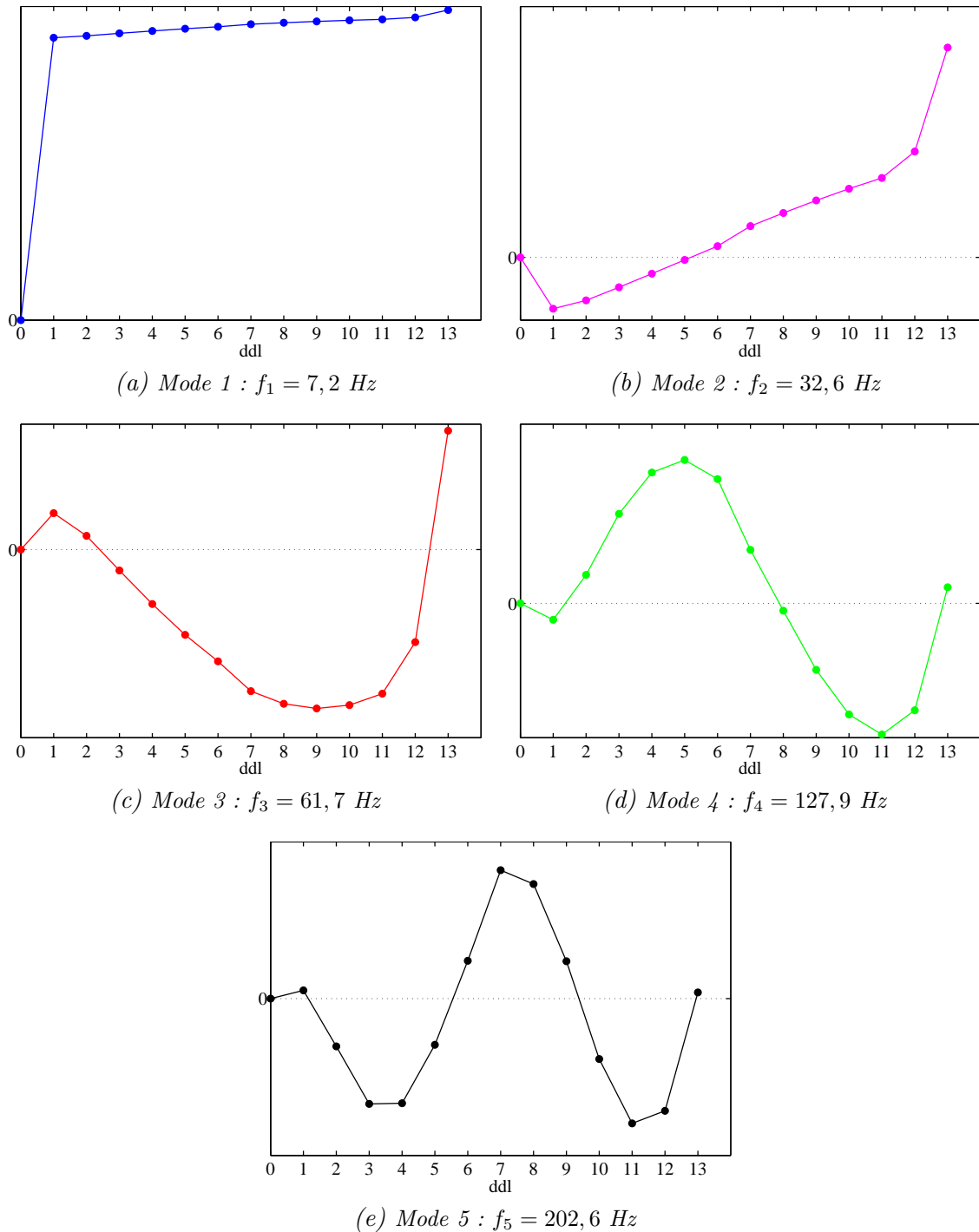
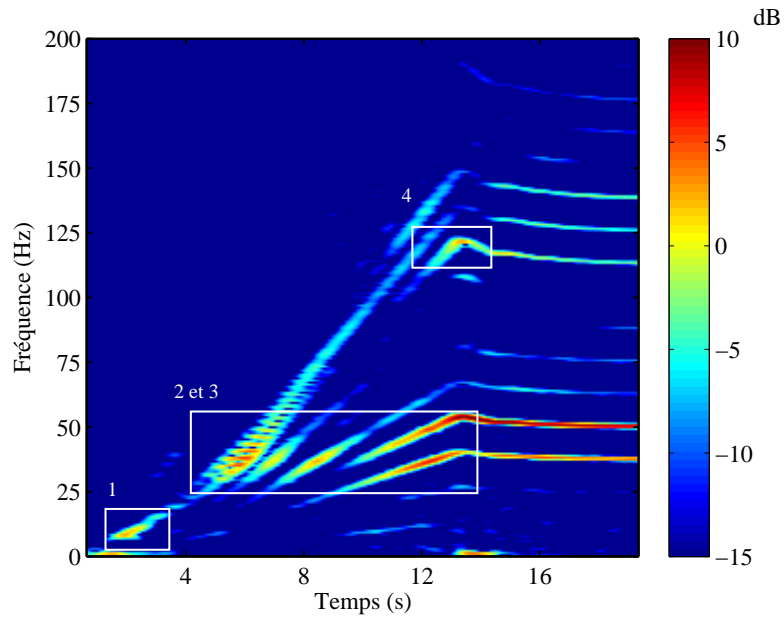


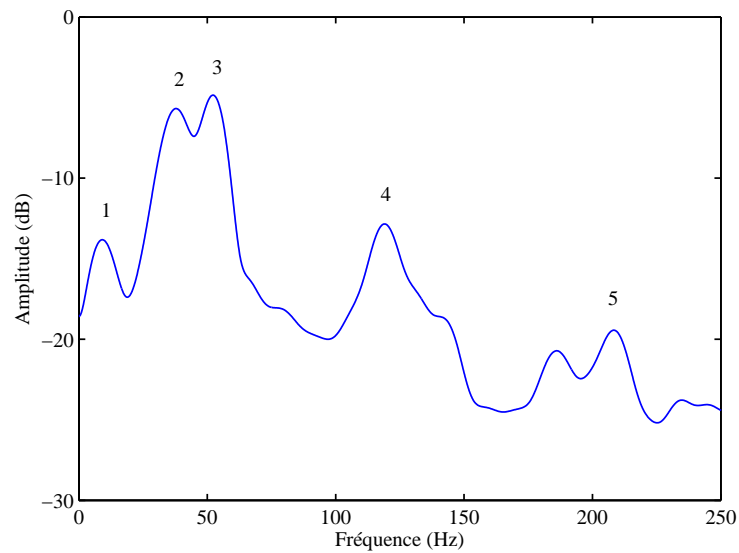
Figure 7.4 – Déformées modales du vilebrequin.

Tableau 7.3 – Fréquences de résonance estimées (système équivalent non amorti) et observées.

Mode	Origine	Fréquence (Hz)	
		estimée	observée
1	Accouplement	7,2	9,1
2	Amortisseur	32,6	37,8
3	Vilebrequin	61,7	52,2
4	Vilebrequin	127,9	119,0
5	Vilebrequin	202,6	208,3



(a) Spectrogramme ($\Delta t = 1,3$ s et $\Delta f = 0,8$ Hz)



(b) Spectre ($\Delta f = 6,2$ Hz)

Figure 7.5 – Spectrogramme et spectre (partie transitoire) des fluctuations de vitesse au cours d'une montée en régime.

les fréquences de résonance estimées et observées. Les raideurs du vilebrequin ont été choisies préférentiellement comme les paramètres à ajuster. Cependant, les résultats d'optimisation obtenus ont été peu concluants. L'algorithme d'optimisation ne tend pas vers une solution acceptable. Ces résultats peuvent s'expliquer par un certain nombre d'hypothèses simplificatrices considérées en phase de modélisation. Tout d'abord, les raideurs de l'accouplement et de l'amortisseur ont été supposées linéaires. Ensuite, les inerties de l'équipage mobile ont été approchées par leurs valeurs moyennes sur un tour de rotation. Enfin, l'amortissement du système a été supposé proportionnel.

7.3 Fonctions de réponse en fréquence

Le comportement dynamique du vilebrequin peut se représenter mathématiquement par un ensemble de fonctions appelées fonctions de réponse en fréquence (FRFs). Celles-ci correspondent aux fonctions de transfert entre les couples d'excitation et les réponses angulaires du système en termes de déplacement, de vitesse ou d'accélération. Elles se décomposent en la somme de fonctions modales élémentaires. On parle de décomposition modale.

7.3.1 Fonctions de mobilité

Les FRFs du vilebrequin en termes de vitesse angulaire, aussi appelées fonctions de mobilité, ont les expressions suivantes (voir annexe F) [Ewins, 2001] :

$$H_{ij}(\omega) = j\omega \sum_{r=1}^n \frac{R_{ijr}}{(\omega_r^2 - \omega^2) + 2j\xi_r\omega\omega_r} \quad \text{avec} \quad R_{ijr} = V_{ir}V_{jr} \quad (7.16)$$

i et j sont respectivement les points de mesure et d'excitation. ω_r , ξ_r et R_{ijr} sont les paramètres du mode r :

- ω_r est la pulsation naturelle (sans amortissement),
- ξ_r est le taux d'amortissement (en pourcentage),
- et R_{ijr} est un coefficient dépendant de la déformée modale $\{\psi_r\}$ aux points de mesure i et d'excitation j . Lorsque le point d'excitation ou le point de mesure est situé près d'un nœud⁴ alors l'amplitude $|R_{ijr}|$ est faible. À l'inverse, lorsque le point d'excitation ou le point de mesure est situé près d'un ventre⁵ alors l'amplitude $|R_{ijr}|$ est élevée.

Les fonctions de mobilité sont d'amplitudes maximales aux fréquences de résonance ω_r^d du système amorti :

$$\max(|H_{ij}(\omega)|) = |H_{ij}(\omega_r^d)| \approx \frac{R_{ijr}}{2\xi_r\omega_r} \quad \text{avec} \quad \omega_r^d = \omega_r\sqrt{1 - \xi_r^2} \quad (7.17)$$

Seuls les taux d'amortissement ξ_r sont inconnus. Ceux-ci sont préalablement estimés à partir du spectre de la figure 7.5 par la méthode de la largeur de bande à -3 dB [Nashif *et al.*, 1985]. Les valeurs obtenues (voir figure 7.6 et tableau 7.4) sont néanmoins à

4. Point où la déformée modale est nulle.

5. Point où la déformée modale est maximale.

manipuler avec précaution. En effet, ce spectre correspond à la réponse forcée du vilebrequin à une excitation de fréquence variable et est donc peu représentatif du comportement dynamique du système libre. L'estimation des taux d'amortissement par la méthode de la largeur de bande à -3 dB n'est valide que si l'excitation est d'amplitude constante par rapport à la fréquence (spectre blanc). Les taux d'amortissement seront ultérieurement optimisés à partir des réponses en vitesse du vilebrequin.

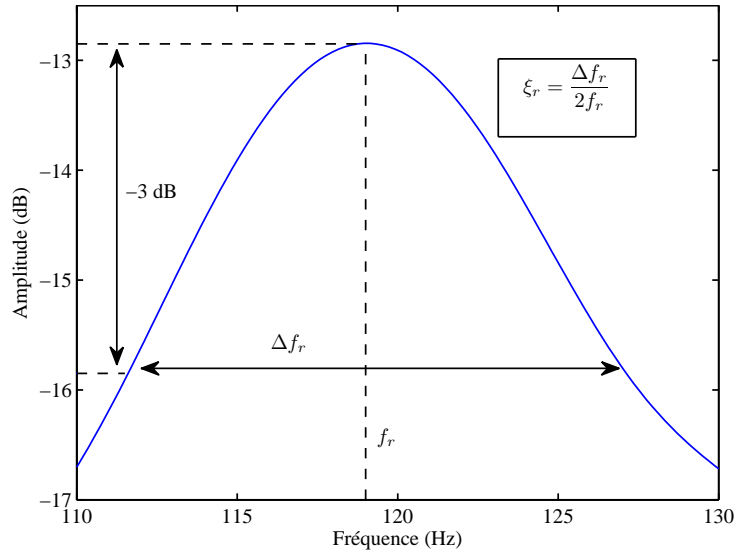


Figure 7.6 – Estimation des taux d'amortissement par la méthode de la largeur de bande à -3 dB.

Tableau 7.4 – Estimation des taux d'amortissement.

Mode	f_r (Hz)	ξ_r
1	9,1	0,30
2	37,8	0,18
3	52,2	0,10
4	119,0	0,06
5	208,3	0,05

7.3.2 Exemples de fonctions de mobilité

Les fonctions de mobilité du vilebrequin sont calculées en utilisant les fréquences de résonance observées et non celles estimées. Les cinq premiers modes sont considérés ($n = 5$) puisque l'énergie du signal de vitesse est négligeable au-delà de 250 Hz.

La figure 7.7 représente deux exemples de fonctions de mobilité. Le point de mesure est le ddl 12 ($i = 12$). Le point d'excitation est soit le ddl 3 ($j = 3$) soit le ddl 9 ($j = 9$). Dans le premier cas, les modes 2 et 3 sont de faibles amplitudes puisque le ddl 3 est proche de nœuds modaux (voir figure 7.4).

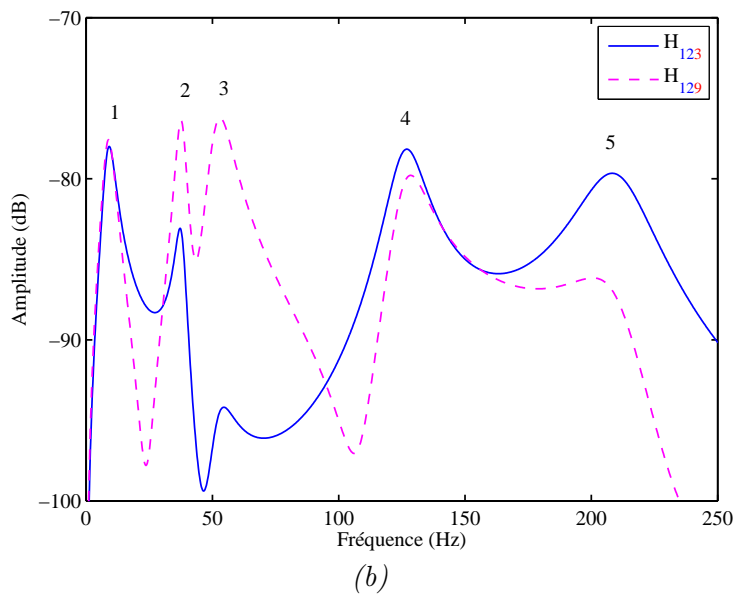
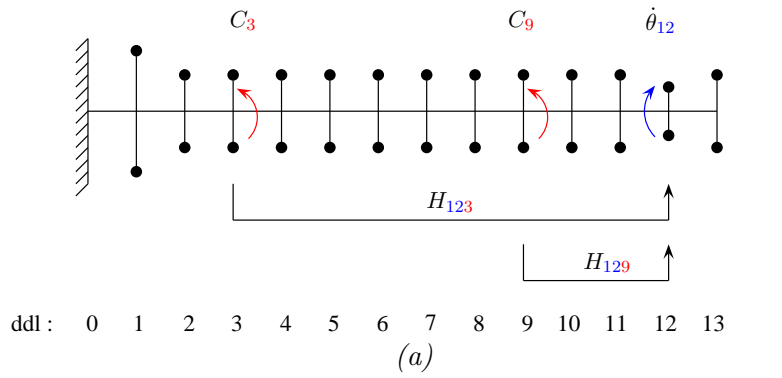


Figure 7.7 – Exemples de fonctions de mobilité.

Modélisation des couples d'excitation appliqués au vilebrequin

Dans ce chapitre, nous modélisons les couples d'excitation appliqués au vilebrequin.

8.1 Principaux couples d'excitation

Dans le cas d'un monocylindre, les principaux couples d'excitation sont :

1. le couple indiqué C_p dû aux forces de pression des gaz,
2. le couple d'inertie C_i dû aux forces d'inertie de l'attelage mobile,
3. et le couple de frottement C_f dû aux forces de frottement.

Le couple de frottement C_f incorpore l'ensemble des sources de résistance propres au moteur : frottements des parties mobiles et entraînement des auxiliaires. La contribution de ce couple sur les fluctuations de vitesse du vilebrequin est faible en particulier à forte charge [Lida *et al.*, 1990]. Celui-ci est négligé par la suite.

Dans le cas du moteur de GES, le couple exercé au niveau du maneton n du vilebrequin est la somme du couple indiqué et du couple d'inertie côté A et côté B (moteur en V) :

$$C_n(\theta) = C_p^{An}(\theta) + C_i^{An}(\theta) + C_p^{Bn}(\theta) + C_i^{Bn}(\theta) \quad \text{avec } n = [1; 10] \quad (8.1)$$

et

$$\begin{aligned} C_p^{An}(\theta) &= C_p(\theta - \phi_{An}) \\ C_i^{An}(\theta) &= C_i(\theta - \phi_{An}) \\ C_p^{Bn}(\theta) &= C_p(\theta - \phi_{Bn}) \\ C_i^{Bn}(\theta) &= C_i(\theta - \phi_{Bn}) \end{aligned}$$

ϕ_{An} et ϕ_{Bn} sont des déphasages dépendants de l'angle d'injection des cylindres An et Bn .

Le couple indiqué C_p et le couple d'inertie C_i ont les expressions approchées suivantes [Ligier et Baron, 2002] :

$$C_p(\theta) = p(\theta)SR \left(\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right) \quad (8.2)$$

$$C_i(\theta) = -m_{alt}R^2\omega_{rot}^2 \left(-\frac{\sin \theta}{4\lambda} + \frac{\sin 2\theta}{2} + \frac{3 \sin 3\theta}{4\lambda} + \frac{\sin 4\theta}{4\lambda^2} \right) \quad (8.3)$$

Les détails de calcul sont donnés en annexe C. Ces couples dépendent des paramètres mécaniques du système pistons-bielle-biellette-manivelle et de la pression cylindre (voir figure 8.1). La modélisation des couples d'excitation implique donc la modélisation de la courbe de pression cylindre.

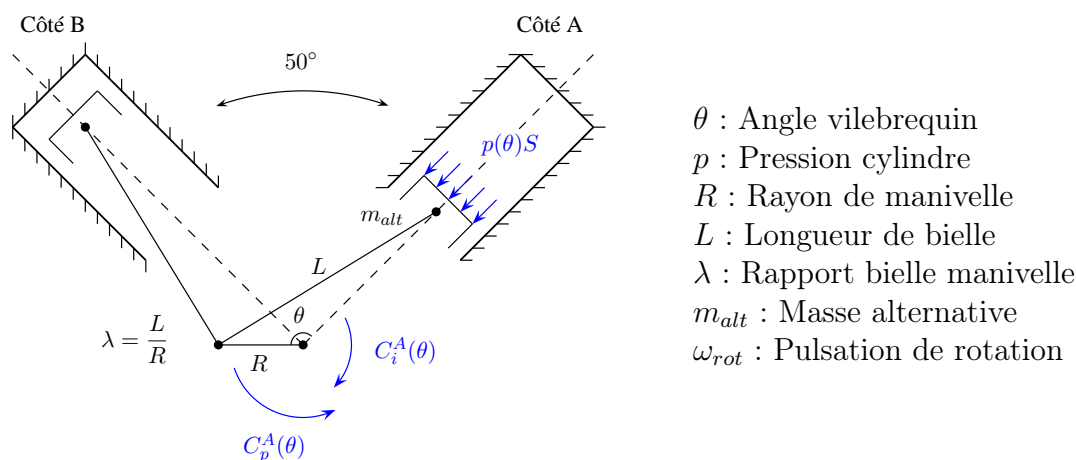


Figure 8.1 – Système pistons-bielle-biellette-manivelle.

8.2 Modélisation de la courbe de pression cylindre

La pression cylindre $p(\theta)$ se décompose en la somme :

1. d'une contribution $p_m(\theta)$ due aux variations de volume de la chambre de combustion en phase de compression et en phase de détente,
2. et d'une contribution $p_c(\theta)$ due à la combustion des gaz.

$$p(\theta) = p_m(\theta) + p_c(\theta) \quad (8.4)$$

8.2.1 Pression due aux variations de volume

La contribution $p_m(\theta)$ due aux variations de volume de la chambre de combustion est purement déterministe. Elle peut être estimée en considérant que le fluide subit une transformation adiabatique (sans échange de chaleur) :

$$p_m(\theta) = p_a \left(\frac{V_a}{V(\theta)} \right)^\gamma \quad (8.5)$$

p_a et V_a sont respectivement la pression de l'air aspiré et le volume de la chambre de combustion en fin de phase d'admission. γ est le coefficient polytropique du fluide. Le volume $V(\theta)$ de la chambre de combustion est défini par la relation suivante :

$$V(\theta) = \frac{c_u}{2} \left[1 - \cos(\theta) + \lambda \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2(\theta)}{\lambda^2}} \right) + \frac{2}{\rho - 1} \right] \quad (8.6)$$

c_u est la cylindrée unitaire et ρ est le rapport volumétrique (V_{max}/V_{min}).

8.2.2 Pression due à la combustion des gaz

La modélisation de la contribution $p_c(\theta)$ due à la combustion des gaz est plus délicate. Un modèle phénoménologique basé sur une loi de dégagement de chaleur est utilisé. Les variables thermodynamiques sont supposées uniformes spatialement. On parle également de modèle zéro-dimensionnel. Ce type de modèle est particulièrement apprécié pour sa simplicité (compromis précision/vitesse de calcul).

Le déroulement de la combustion du moteur diesel se découpe principalement en deux grandes phases [Heywood, 1988] : la phase de prémélange et la phase de diffusion (voir figure 8.2). En phase de prémélange, la fraction de carburant ayant vaporisée et mélangée avec l'air pendant le délai d'inflammation se consomme. La vitesse de combustion est très rapide et le taux de dégagement de chaleur est important. En phase de diffusion, la vitesse de combustion est plus lente. Le taux de dégagement de chaleur est piloté par le débit d'injection de carburant. Chacune de ces phases est modélisée par une phase de Vibe [Vibe, 1970].

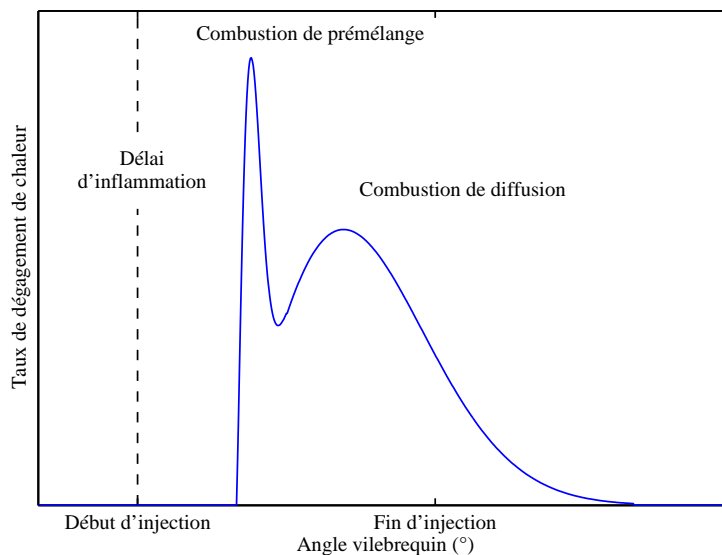


Figure 8.2 – Loi de dégagement de chaleur typique.

Phase de Vibe

La quantité de chaleur $Q_c(\theta)$ libérée par la combustion des gaz est définie par la relation suivante :

$$Q_c(\theta) = Q_{tot} x_b(\theta) \quad (8.7)$$

Q_{tot} est la quantité de chaleur totale libérée et $x_b(\theta)$ est la fraction de masse brûlée. La quantité de chaleur totale libérée Q_{tot} dépend de la masse de carburant totale injectée m_{inj} et du pouvoir calorifique inférieur PCI du carburant :

$$Q_{tot} = m_{inj}PCI \quad (8.8)$$

La fraction de masse brûlée $x_b(\theta)$, définie comme le rapport entre la masse brûlée $m_b(\theta)$ et la masse totale injectée m_{inj} , est modélisée par une phase de Vibe [Vibe, 1970, Higelin et Jaine, 2007] :

$$x_b(\theta) = \frac{m_b(\theta)}{m_{inj}} = 1 - e^{-a_v y^{m_v+1}} \quad \text{avec} \quad y = \frac{\theta - \theta_d}{\Delta\theta_c} \quad (8.9)$$

θ_d est l'angle de début de combustion et $\Delta\theta_c$ est la durée de combustion. a_v et m_v sont deux paramètres de forme de la phase de Vibe. Le premier est fixé à $a_v = 6,908$ de façon à ce que la fraction de masse brûlée soit de 100 % en fin de combustion.

Le taux de dégagement de chaleur $dQ_c/d\theta$ libérée au cours de la combustion se déduit des équations (8.7), (8.8) et (8.9) :

$$\frac{dQ_c(\theta)}{d\theta} = Q_{tot} \frac{dx_b(\theta)}{d\theta} \quad (8.10)$$

$$= m_{inj}PCI \frac{1}{\Delta\theta_c} a_v (m_v + 1) y^{m_v} e^{-a_v y^{m_v+1}} \quad (8.11)$$

La masse de carburant injectée par cycle et par cylindre m_{inj} est déterminée à partir de la consommation spécifique CSE du moteur :

$$m_{inj} = \frac{CSE P_e}{30 N_{rot} n_c} \quad (8.12)$$

P_e est la puissance effective, N_{rot} est le régime de rotation moyen et n_c est le nombre de cylindres.

Plusieurs phases de Vibe sont superposées pour reproduire au mieux le taux de dégagement réel. [Galindo et al., 2005] utilisent quatre phases dans le cas d'un moteur diesel HSDI en régime transitoire. Cependant, deux phases, l'une pour la phase de prémélange et l'autre pour la phase de diffusion, sont généralement suffisantes en régime établi [Yasar et al., 2008] :

$$\frac{dQ_c(\theta)}{d\theta} = \frac{dQ_{pre}(\theta)}{d\theta} + \frac{dQ_{diff}(\theta)}{d\theta} \quad (8.13)$$

À forte charge, la phase de prémélange est quasi-inexistante [Barba et al., 1999].

Estimation de la pression

Dans le cas d'un gaz parfait, il existe une loi reliant les variations infinitésimales de chaleur Q , de pression p et de volume V :

$$\frac{dQ(\theta)}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p(\theta) \frac{dV(\theta)}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V(\theta) \frac{dp(\theta)}{d\theta} \quad (8.14)$$

Connaissant le taux de dégagement de chaleur $dQ_c/d\theta$, il est alors possible d'estimer la pression cylindre p_c due à la combustion des gaz par différences finies :

$$p_c(\theta + \Delta\theta) = \frac{\gamma - 1}{V(\theta)} \left[dQ_c(\theta) + p_c(\theta) \frac{(\gamma - 1)V(\theta) - \gamma V(\theta + \Delta\theta)}{\gamma - 1} \right] \quad (8.15)$$

Finalement, le processus complet de modélisation de la pression cylindre $p(\theta)$ est résumé sur la figure 8.3.

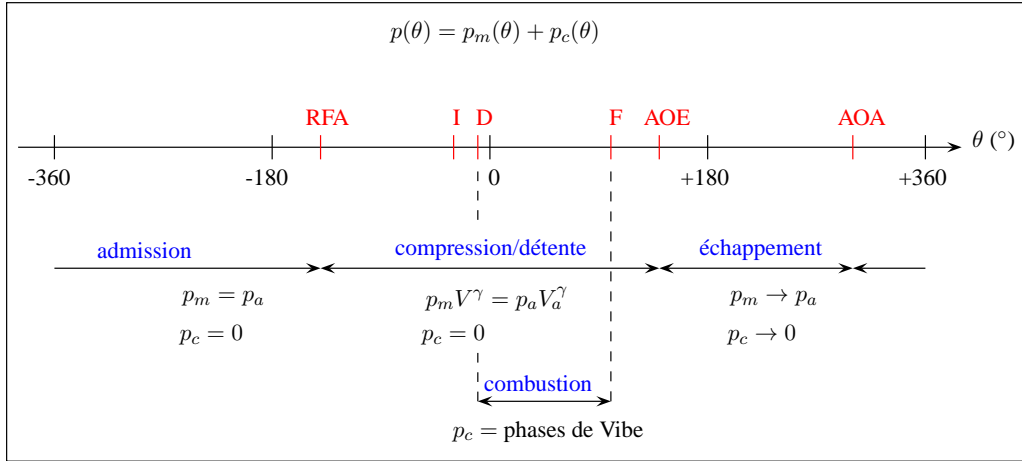


Figure 8.3 – Modélisation de la pression cylindre (RFA : retard fermeture admission, I : injection, D : début combustion, F : fin combustion, AOE : avance ouverture échappement, AOA : avance ouverture admission).

8.2.3 Calibration du modèle

Le modèle est calibré à partir de relevés de pression cylindre fournis par le groupe Wäertsilä. Une seule phase de Vibe est considérée afin de limiter le nombre de paramètres. Le modèle requiert alors l'estimation :

1. du délai d'inflammation ou de l'angle de début de combustion θ_d ,
2. de la durée de combustion $\Delta\theta_c$,
3. du paramètre de forme m_v de la phase de Vibe,
4. et du coefficient polytropique γ du carburant.

Ces paramètres sont estimés par ajustement de la courbe de pression cylindre à l'aide d'un algorithme génétique puis de l'algorithme de Levenberg-Marquardt (voir annexe H). L'utilisation conjointe de ces deux algorithmes d'optimisation permet d'éviter les problèmes de minimum locaux. Les résultats d'optimisation sont présentés dans le tableau 8.1 et sur la figure 8.4 pour différents niveaux de charge. De bons résultats de simulation sont obtenus. Le délai d'inflammation est de l'ordre d'une vingtaine de °AV conformément aux observations effectuées à partir de l'analyse des signaux vibratoires de la structure (capteur accélérométrique fixé sur la tubulure d'injection). La durée totale de combustion est de l'ordre d'une centaine de °AV. Le délai d'inflammation et la durée de combustion décroissent avec le niveau de charge. Le coefficient polytropique du carburant est de 1,34. Il est bien compris entre 1,3 et 1,4 [Heywood, 1988]. À faible charge, une seconde phase de

Vibe pourrait être envisagée afin de mieux reproduire le taux de dégagement de chaleur réel. En revanche, à forte charge, l'utilisation d'une seule phase paraît suffisante.

Remarque : Les taux de dégagement de chaleur réels de la figure 8.4 ont été estimés à partir de l'équation (8.14). Sur ces courbes, il apparaît des oscillations qui proviennent de l'estimation des dérivées angulaires $dp/d\theta$ de la pression cylindre.

Tableau 8.1 – Paramètres du modèle phénoménologique de la combustion.

	Charge (%)		
	50	75	100
Délai d'inflammation ($^{\circ}\text{AV}$)	22,0	18,9	17,8
Durée de combustion $\Delta\theta_c$ ($^{\circ}\text{AV}$)	120,1	115	108,8
Paramètre de Vibe m_v	0,20	0,45	0,65
Coefficient polytropique γ	1,34	1,34	1,34

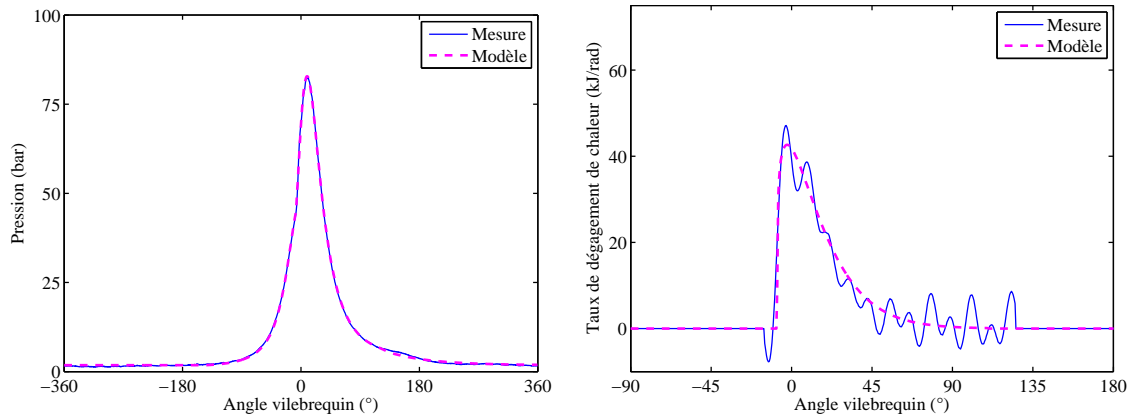
8.3 Simulation des couples d'excitation

Les couples d'excitation sont calculés à partir des équations (8.1), (8.2) et (8.3). La figure 8.5 représentent la courbe de pression cylindre et les couples d'excitation modélisés (couple indiqué et couple d'inertie) à 82 % de la charge¹ nominale du moteur. La loi de dégagement de chaleur est supposée identique à celle estimée précédemment à un niveau de charge de 75 % (voir figure 8.4b). Seule la quantité de combustible injectée (m_{inj}) est ajustée en conséquence.

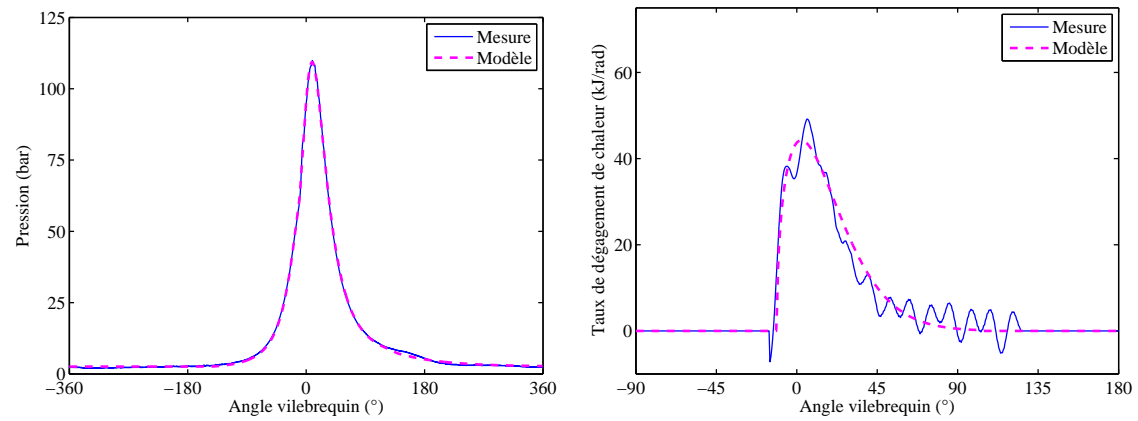
La pression maximale est de 111 bars à 9,1 $^{\circ}\text{AV}$ après le PMH. La pression moyenne indiquée est de 16 bars. Le couple indiqué fait apparaître une forte composante d'ordre² un. En effet, la combustion se produit une fois par cycle moteur. La valeur moyenne de ce couple n'est pas nulle puisque la combustion est à l'origine du couple moteur. Le couple d'inertie, proportionnel à la vitesse des masses alternatives, fait apparaître une forte composante d'ordre quatre. En effet, deux tours de rotation du vilebrequin sont équivalents à deux allers et deux retours de piston. Bien que ce couple soit d'amplitude non négligeable, sa valeur moyenne est en revanche nulle.

1. Les essais expérimentaux ont été effectués à 82 % de la charge nominale du moteur.

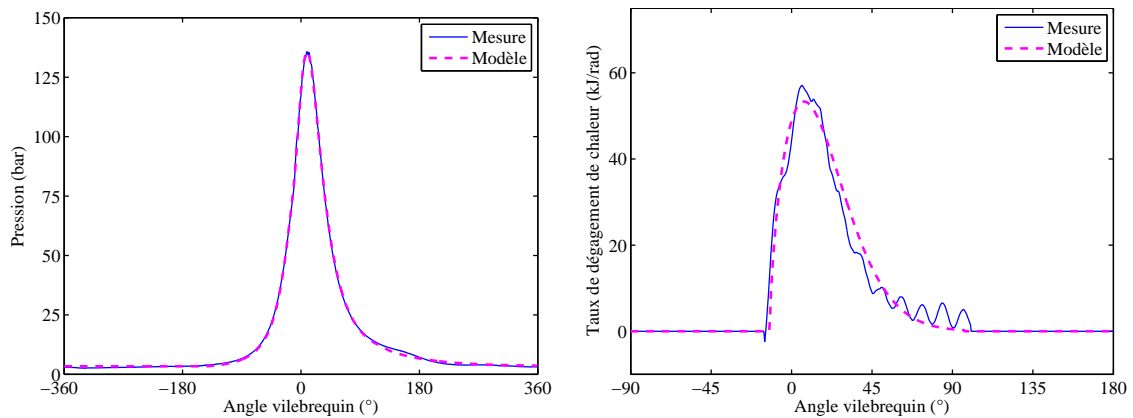
2. Une excitation d'ordre k signifie que cette excitation intervient k fois par cycle.



(a) Charge 50 %

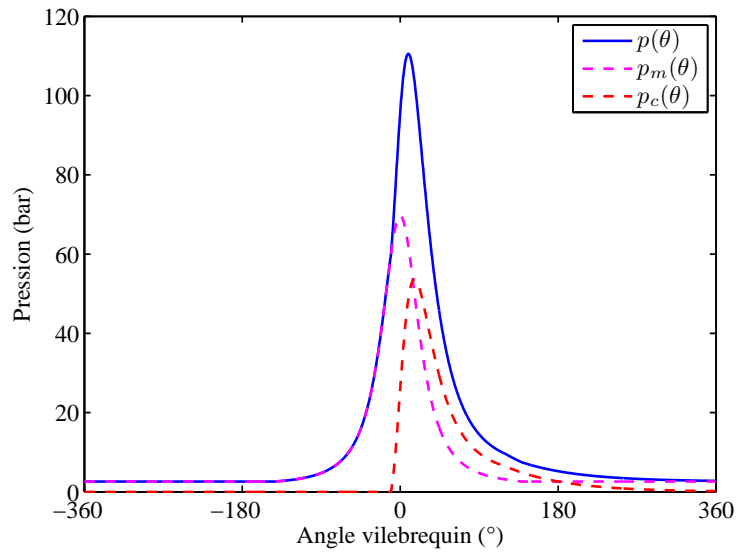


(b) Charge 75 %

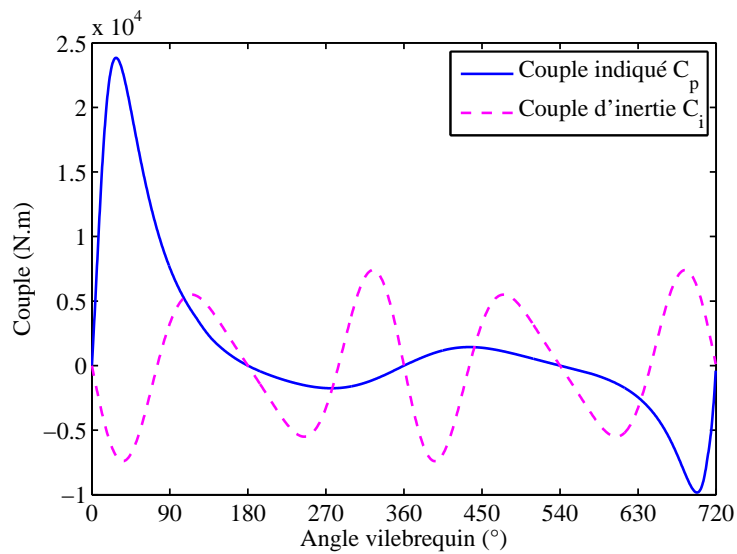


(c) Charge 100 %

Figure 8.4 – Modélisation phénoménologique de la combustion à partir d'une phase de Vibe (pression cylindre et taux de dégagement de chaleur).



(a) Pression cylindre



(b) Couples d'excitation

Figure 8.5 – Pression cylindre et couples d'excitation (couples indiqué et d'inertie) à 82 % de charge.

Simulations des fluctuations de vitesse du vilebrequin

Dans ce chapitre, nous simulons les fluctuations de vitesse à l'extrémité libre du vilebrequin.

9.1 Simulation des fluctuations de vitesse à l'extrémité libre

Les réponses angulaires du vilebrequin en termes de vitesse s'expriment comme le produit de convolution entre les couples d'excitation C_n et les fonctions de mobilité h_{ij} :

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_1(t) \\ \vdots \\ \dot{\theta}_{13}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{12}(t) & \cdots & h_{111}(t) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ h_{132}(t) & \cdots & h_{1311}(t) \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} C_1(t) \\ \vdots \\ C_{10}(t) \end{bmatrix} \quad (9.1)$$

À l'extrémité libre du vilebrequin ($i = 12$), l'équation a la forme suivante :

$$\dot{\theta}_{12}(t) = \sum_{j=2}^{11} h_{12j}(t) * C_{j-1}(t) \quad (9.2)$$

L'équation précédente est définie dans le domaine temporel. Le passage du domaine temporel au domaine angulaire, ou réciproquement, peut se faire à partir de l'approximation suivante :

$$\theta = \omega_{rot} t \quad (9.3)$$

Le système peut être vu comme un système à entrées multiples et à sortie unique (MISO system en anglais). Les entrées sont les couples d'excitation et la sortie est la vitesse angulaire du vilebrequin à son extrémité libre (voir figure 9.1).

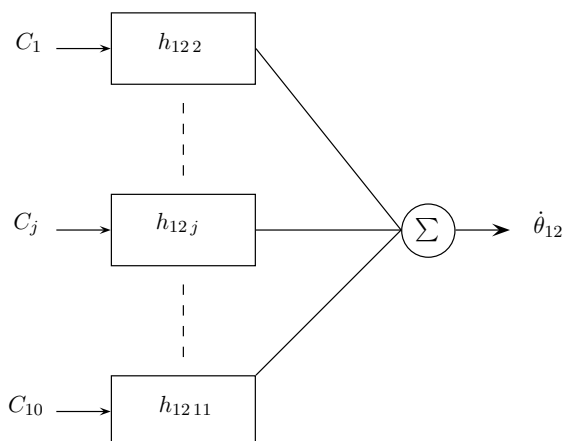


Figure 9.1 – Système à entrées multiples (couples d'excitation) et à sortie unique (vitesse angulaire à l'extrémité libre du vilebrequin).

La figure 9.2 représente les fluctuations de vitesse modélisées et mesurées à l'extrémité libre du vilebrequin. D'importantes erreurs de modélisation sont observées. Néanmoins, les dispersions de vitesse sont du même ordre de grandeur (environ 2,6 %).

Remarque : Le signal de mesure de la figure 9.2 correspond à la moyenne des signaux acquis lors des campagnes d'acquisition de 2005 et 2007 (parties périodiques filtrées passe-bas à 250 Hz) en condition normale de fonctionnement du groupe électrogène 1 (GEUS).

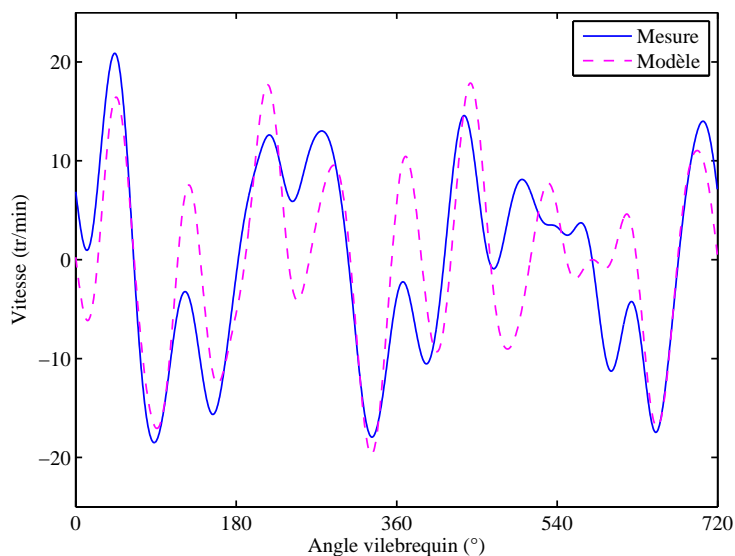


Figure 9.2 – Simulation initiale des fluctuations de vitesse du vilebrequin du GEUS.

9.2 Optimisation des paramètres modaux

Dans le but d'obtenir une meilleure simulation de la réponse angulaire du vilebrequin, les paramètres modaux, fréquences propres f_r et taux d'amortissement ξ_r , sont optimisés par ajustement de courbe à l'aide de l'algorithme de Levenberg-Marquardt. D'importantes erreurs ont notamment pu être commises lors de l'estimation des taux d'amortissement. En régime établi, le premier mode est très peu excité et influence donc de manière peu

significative les fluctuations de vitesse du vilebrequin. Par conséquent, seuls les modes 2 à 5 sont considérés. Les résultats sont présentés dans le tableau 9.1 et sur la figure 9.3. De bons résultats d'optimisation sont obtenus. Le taux d'amortissement du second mode, initialement estimé à 18 %, est de 6 %. La fréquence du quatrième mode, initialement estimée à 119 Hz, est de 126,4 Hz.

Tableau 9.1 – Optimisation des paramètres modaux du vilebrequin du GEUS.

Mode	Valeurs initiales		Valeurs optimisées	
	f_r (Hz)	ξ_r	f_r (Hz)	ξ_r
2	37,8	0,18	37,8	0,06
3	52,2	0,10	52,2	0,10
4	119,0	0,06	126,4	0,06
5	208,3	0,05	209,9	0,07

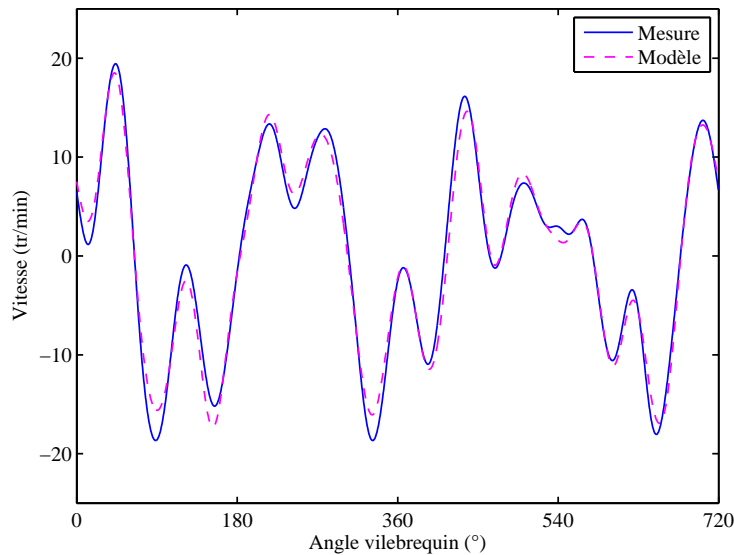


Figure 9.3 – Simulation des fluctuations de vitesse du vilebrequin du GEUS avec optimisation des paramètres modaux.

Cette procédure est réitérée dans le cas du groupe électrogène 2 (GES). De bons résultats sont également obtenus (voir tableau 9.2 et figure 9.4). Bien que les deux groupes soient identiques, les paramètres modaux estimés diffèrent quelque peu. Ces écarts pourraient être liés à l'usure des pièces mécaniques constituant les deux moteurs.

Tableau 9.2 – Optimisation des paramètres modaux du vilebrequin du GES.

Mode	Valeurs optimisées	
	f_r (Hz)	ξ_r
2	38,0	0,04
3	49,5	0,13
4	127,7	0,08
5	226,6	0,07

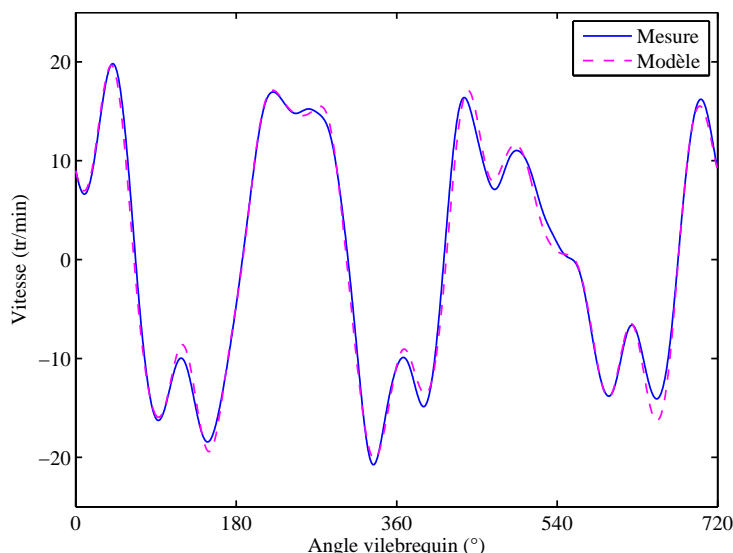


Figure 9.4 – Simulation des fluctuations de vitesse du vilebrequin du GES avec optimisation des paramètres modaux.

9.3 Analyses des fluctuations de vitesse du vilebrequin

Dans cette section, nous effectuons quelques analyses des fluctuations de vitesse du vilebrequin à partir du modèle (modèle optimisé par rapport au groupe électrogène 1).

9.3.1 Influence de l'amortisseur de vibrations

Le rôle de l'amortisseur est d'atténuer les vibrations de torsion du vilebrequin ou plus précisément de réduire la contrainte de torsion maximale subie par le vilebrequin. En assimilant ce dernier à un arbre de diamètre d uniforme, la contrainte de torsion maximale τ_{max} peut être approchée par la relation suivante (voir figure 9.5) :

$$\tau_{max} = \frac{16 C_{t_{max}}}{\pi d^3} \quad \text{avec} \quad C_{t_{max}} = \max_{n,t} \{k_3 [\theta_{n+1}(t) - \theta_n(t)]\} \quad (9.4)$$

d est le diamètre du vilebrequin et $C_{t_{max}}$ est le couple de torsion maximal. $\theta_n(t)$ et $\theta_{n+1}(t)$ sont les déplacements angulaires des manetons n et $n + 1$. k_3 est la raideur équivalente en torsion d'une manivelle.

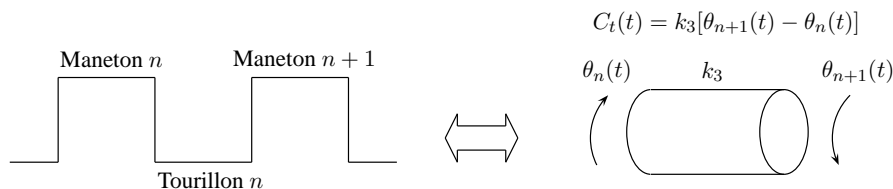


Figure 9.5 – Calcul du couple de torsion entre les manetons n et $n + 1$.

Le couple de torsion maximal $C_{t_{max}}$ se situe au niveau du premier tourillon soit entre le premier et le second maneton du vilebrequin (voir figure 9.6). Celui-ci est quatre fois plus faible en présence de l'amortisseur de vibrations (voir tableau 9.3). La contrainte de torsion maximale τ_{max} est alors de 46 MPa. D'après [Harris et Piersol, 2002], la contrainte

de torsion admissible τ_{adm} d'un vilebrequin en acier est typiquement de l'ordre de 32 MPa. La condition de résistance ($\tau_{max} < \tau_{adm}$) n'est donc pas respectée. Cependant, le vilebrequin du moteur de GES est en acier au chrome molybdène. Les caractéristiques mécaniques de ce matériau pourraient être plus élevées que celles d'un acier standard.

Tableau 9.3 – Influence de l'amortisseur de vibrations.

	Sans	Avec
Variations de vitesse à l'extrémité libre (%)	9,0	2,4
Couple de torsion maximale tourillon 1 (10^4 N.m)	20,8	5,3
Contrainte de torsion maximale tourillon 1 (MPa)	182	46

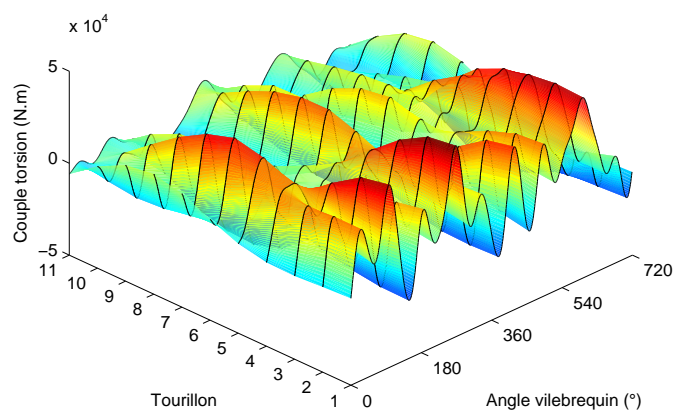


Figure 9.6 – Couple de torsion avec amortisseur de vibrations.

9.3.2 Évaluation des contributions des modes

Les fluctuations de vitesse du vilebrequin se décomposent en la somme de contributions modales. On parle de décomposition modale. La figure 9.7 représente cette décomposition. Les modes 2 et 4 sont les modes les plus excités. Les fréquences propres de ces deux modes ($f_2 = 37,8$ Hz et $f_4 = 126,4$) coïncident quasiment avec un multiple entier de la fréquence du cycle moteur ($3 \times 12,5 = 37,5$ Hz et $10 \times 12,5 = 125$ Hz). Le mode 5 est en revanche très peu excité. Le contenu fréquentiel des couples d'excitation est faible au-delà de 200 Hz.

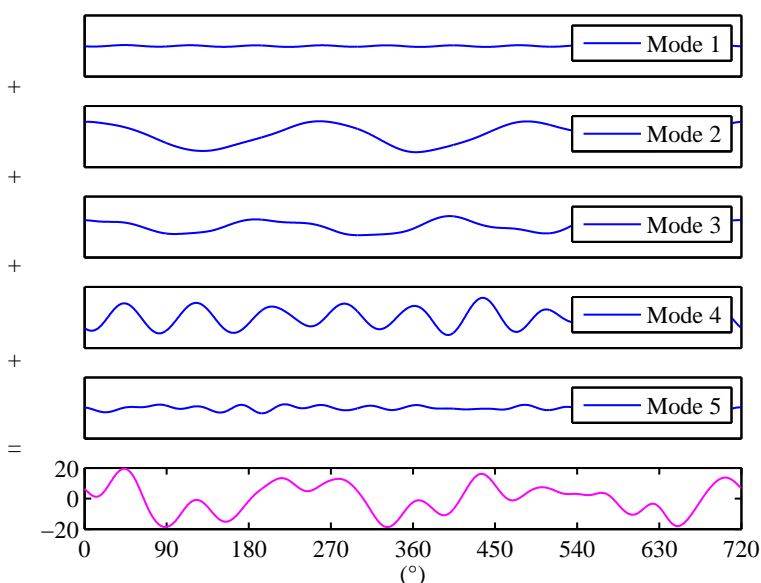


Figure 9.7 – Contributions des modes.

9.3.3 Évaluation des contributions des cylindres

Les fluctuations de vitesse du vilebrequin se décomposent également en la somme de contributions correspondant aux réponses du vilebrequin aux couples d'excitation de chacun des cylindres (voir figure 9.8). Chacune de ces contributions est distincte. Elle dépend non seulement de l'angle d'injection du cylindre mais aussi de sa localisation par rapport aux nœuds et aux ventres des modes propres de déformation du système. Les cylindres antagonistes (A2 et B2 par exemple) ont des signatures proches¹ à un déphasage près. Les cylindres situés à proximité de l'accouplement ont des signatures de plus faibles amplitudes (voir figure 9.9). Les déformées modales du système sont faibles à cette extrémité en particulier pour le troisième mode (voir figure 7.4).

1. Les couples d'excitation côté A et côté B sont quasi-identiques.

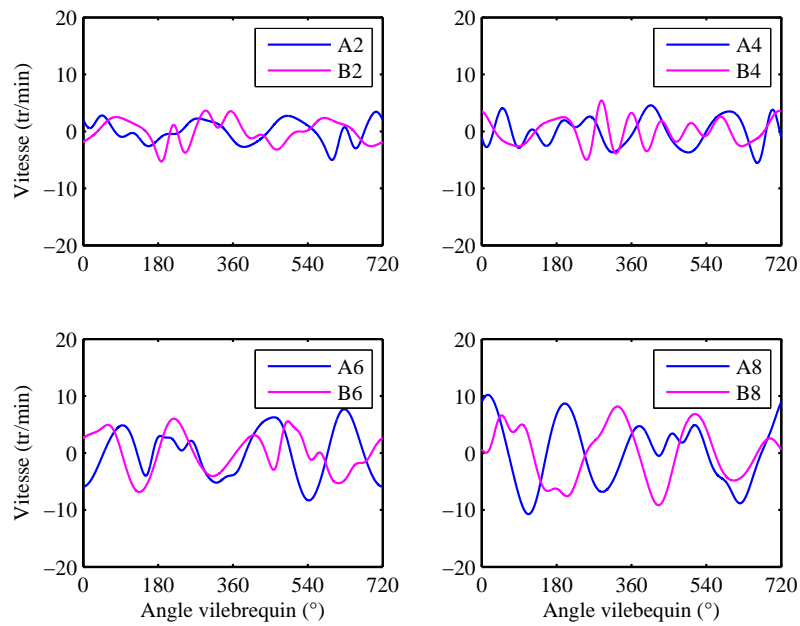


Figure 9.8 – Contributions des cylindres A2/B2, A4/B4, A6/B6 et A8/B8.

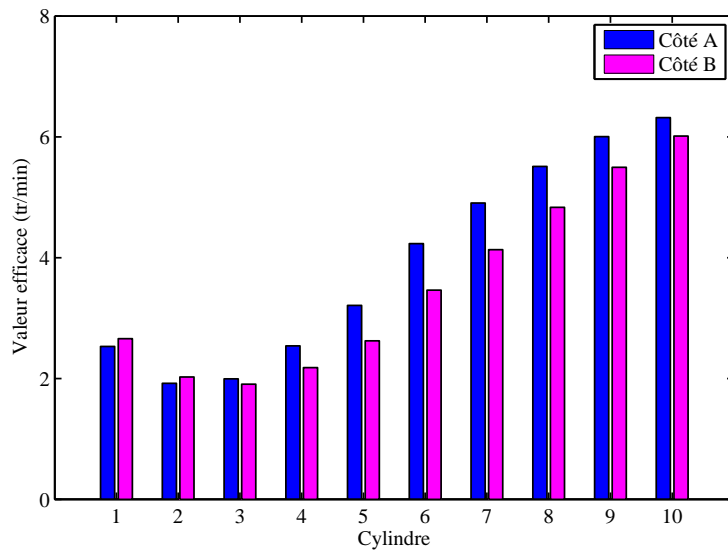


Figure 9.9 – Valeurs efficaces des contributions des cylindres.

Cinquième partie

Diagnostic par reconnaissance de formes

Cette partie est consacrée au diagnostic du moteur diesel de GES à partir de l'analyse des fluctuations de vitesse du vilebrequin. Seuls les défauts liés au processus de combustion sont considérés. Le processus de combustion conditionne fortement les performances du moteur et de nombreuses défaillances sont susceptibles d'en affecter le bon déroulement.

Étant donnée la complexité de l'étude, le diagnostic du moteur semble inconcevable sans connaissance *a priori* du système. Du fait de l'élasticité du vilebrequin, les contributions de chacun des cylindres sur les fluctuations de vitesse ne sont pas identiques. Les déformations du signal en condition défectueuse dépendent fortement du cylindre qui est en défaut. Il est alors difficile d'interpréter directement ces déformations sans l'exploitation d'un modèle dynamique du vilebrequin. Les méthodes basées sur une analyse directe des fluctuations de vitesse sont à exclure.

Dans la partie précédente, les fluctuations de vitesse ont été modélisées à l'extrémité libre du vilebrequin. De bons résultats de simulations ont été obtenus. L'idée d'un modèle inverse pour la reconstruction des couples indiqués puis des courbes de pression cylindre est attrayante mais pose quelques difficultés. En effet, l'inversion du système MISO (Multiple-Input and Single-Output system) conduit à la résolution d'un système d'équations surdimensionné. La reconstruction des vingt courbes de pression est impossible à partir d'une seule mesure de vitesse. [Andersson et McKelvey, 2004] proposent de réduire le système MISO à un système SISO (Single-Input and Single-Output system) en supposant que seul un cylindre est en phase de combustion à un instant donné. Cependant, cette hypothèse n'est pas valide dans le cas du moteur de GES. L'intervalle angulaire entre deux injections est alternativement de 22 °AV et de 50 °AV. Sachant que la combustion s'étale sur une cinquantaine² de degrés, au moins deux cylindres sont en phase de combustion à un instant donné. Le passage d'un système MISO à un système SISO n'est donc pas envisageable. Les méthodes basées sur un modèle inverse sont également à exclure.

En revanche, les méthodes basées sur une reconnaissance de formes des fluctuations de vitesse paraissent particulièrement appropriées dans le cadre cette application. La figure 9.10 montre différentes simulations des fluctuations de vitesse du vilebrequin du moteur

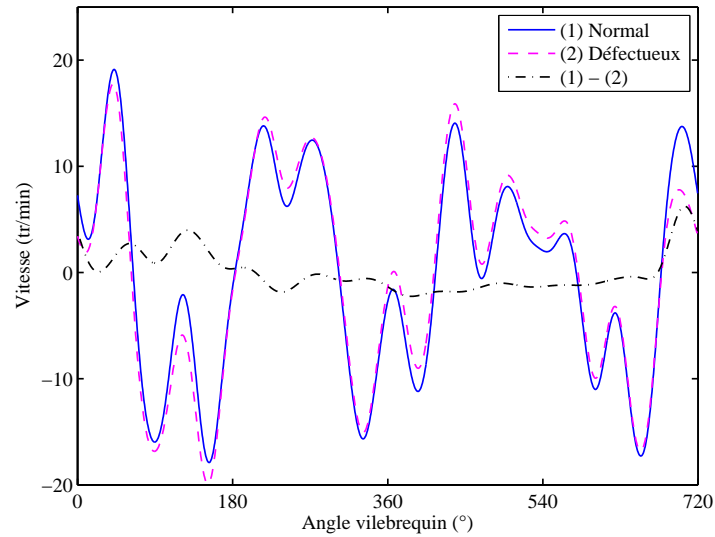
2. 90 % de la quantité de carburant a brûlé après une cinquantaine de degrés.

de GES en l'absence de combustion dans les cylindres A4, A6 ou A8. Les réponses du vilebrequin présentent des signatures distinctes pour chacun des modes de fonctionnement du moteur. Ces signatures ne dépendent pas seulement de l'angle d'injection du cylindre défectueux mais également de sa localisation par rapport aux nœuds et aux ventres des modes propres de déformation du système. Par conséquent, la détection et l'identification du cylindre défectueux semblent possibles par reconnaissance de ces signatures. L'élasticité du vilebrequin n'est plus une contrainte. Au contraire, elle permet d'obtenir des formes bien distinctes selon les modes de fonctionnement du moteur.

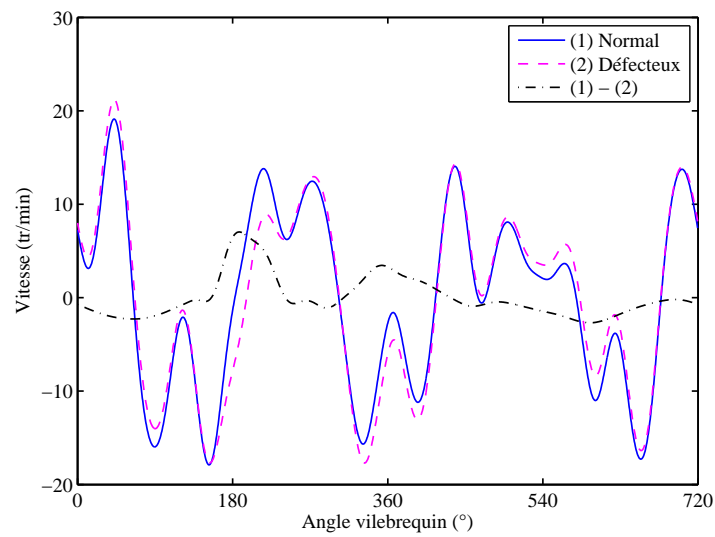
Il existe diverses méthodes de reconnaissance de formes. Le réseau de neurones de type perceptron multicouches est choisi. Ce type de réseau est très populaire et a connu de nombreux succès notamment grâce à sa robustesse vis-à-vis du bruit. Il est capable d'identifier un motif même si celui-ci est fortement bruité. On parle de capacité de généralisation.

L'idée d'un diagnostic de moteurs thermiques par reconnaissance de formes des fluctuations de vitesse du vilebrequin n'est pas nouvelle. De précédents travaux ont déjà montré ou évoqué le potentiel de telles techniques dans le cas de moteurs quatre ou six cylindres [Sood *et al.*, 1985, Rizzoni, 1989, Brown et Neill, 1992, Leonhardt *et al.*, 1995]. Néanmoins, les formes de référence représentatives des différents modes de fonctionnement du moteur ont été obtenues à partir de mesures expérimentales. L'originalité de ce travail est l'emploi d'un modèle dynamique du vilebrequin pour générer ces formes types. Les exemples nécessaires à l'apprentissage du réseau de neurones sont ainsi obtenus en nombre suffisant sans recourir à de nombreux essais expérimentaux.

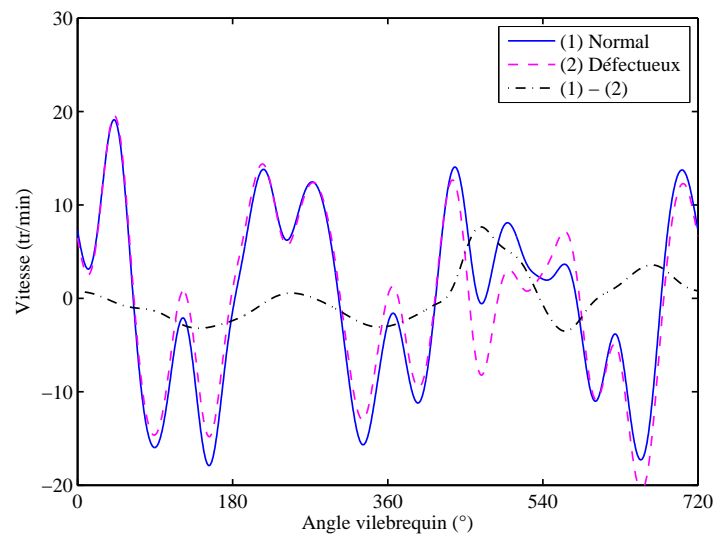
Le chapitre 10 présente le modèle ainsi que l'algorithme d'apprentissage du perceptron multicouches. Le chapitre 11 présente l'application de ce réseau au diagnostic du moteur de GES.



(a) Absence de combustion du cylindre A4



(b) Absence de combustion du cylindre A6



(c) Absence de combustion du cylindre A8

Figure 9.10 – Simulations des fluctuations de vitesse en conditions défectueuses.

Les réseaux de neurones artificiels sont basés sur une modélisation simplifiée du fonctionnement des réseaux de neurones biologiques. Ils sont capables de reproduire certaines fonctions du cerveau humain telles que la mémorisation. Les principales applications des réseaux de neurones sont :

- l’approximation de fonctions de régression,
- et la classification (incluant la reconnaissance de formes).

Il existe une variété importante de réseaux de neurones [Demuth *et al.*, 2009]. Le choix du type de réseau dépend de l’application. Dans ce chapitre, nous décrivons le perceptron multicouches. Ce type de réseau est couramment employé pour les applications de classification et a connu de nombreux succès notamment dans le cadre du diagnostic de machines tournantes [Kim et Li, 1995, Rajakarunakaran *et al.*, 2008].

10.1 Reconnaissance de formes

La reconnaissance de formes a pour objet l’identification de motifs prédéterminés à partir de données bruitées.

Une forme est une observation particulière d’un processus. Celle-ci est caractérisée par un ensemble de paramètres constituant le vecteur de forme (ou vecteur d’entrée). Ce vecteur peut se représenter par un point dans un espace défini par les différents paramètres. À cause d’inévitables perturbations, une forme ne se reproduit jamais à l’identique. Les classes définissent les zones de l’espace regroupant les formes similaires. La reconnaissance de formes consiste alors à attribuer une classe à une nouvelle forme observée (voir figure 10.1). Un vecteur cible (ou vecteur de sortie) est associé à chacune des classes. Par commodité, les éléments de ce vecteur sont binaires. On note p le vecteur de forme et t le vecteur cible. En phase d’apprentissage, le réseau de neurones doit apprendre les relations existantes entre les vecteurs de forme et les vecteurs cibles à partir d’un ensemble de couples (p, t) entrées/sorties connus constituant la base d’apprentissage. En phase opérationnelle, le réseau « entraîné » doit être capable d’associer à un vecteur de forme p

quelconque le vecteur cible t correspondant. Cette capacité d'association ne doit pas se limiter aux formes présentées lors de la phase d'apprentissage mais doit se généraliser à de nouvelles formes ressemblantes (capacité de généralisation).

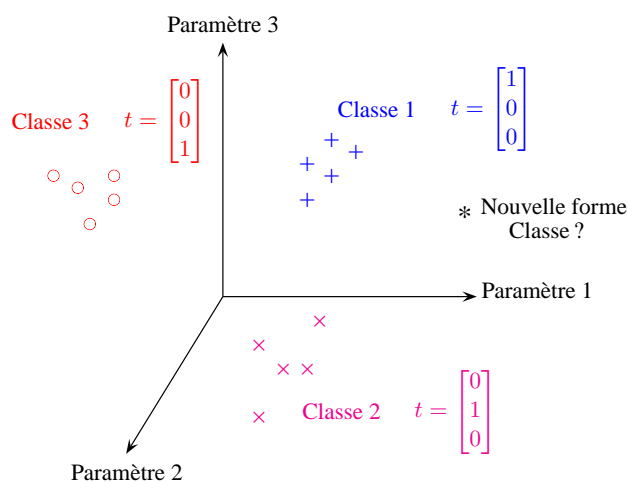


Figure 10.1 – Classification par reconnaissance de formes.

Dans le cadre du diagnostic d'une machine, les paramètres du vecteur de forme sont représentatifs de l'état de fonctionnement du système. Ceux-ci sont extraits à partir de traitements des signaux de mesures issus de capteurs implantés sur la machine. Les classes correspondent aux différents modes de fonctionnement du système (normal et défectueux). La classification d'une nouvelle forme revient donc à identifier l'un de ces modes (voir figure 10.2).

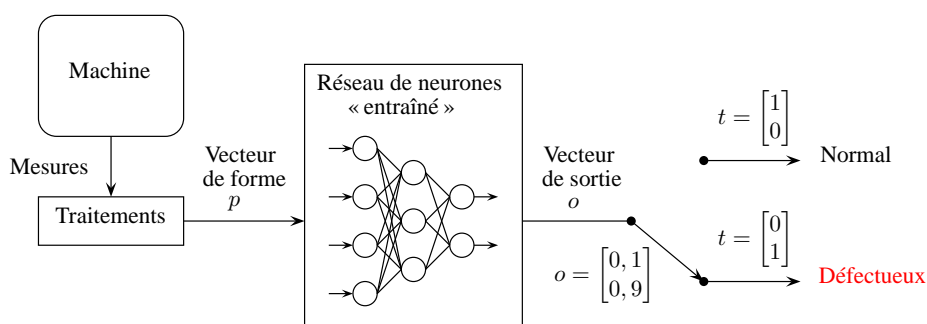


Figure 10.2 – Diagnostic d'une machine par reconnaissance de formes.

10.2 Modèles

10.2.1 Le perceptron

Un réseau de neurones est constitué d'un ensemble d'éléments simples : le neurone. Le fonctionnement du neurone artificiel s'inspire fortement de celui du neurone biologique dont le rôle est de transmettre un influx nerveux issu des dendrites vers la terminaison axonique s'il est excité au-delà d'un certain seuil.

La figure 10.3 montre le schéma du neurone formel ou perceptron tel que défini par [McCulloch et Pitts, 1943, Rosenblatt, 1958]. Celui-ci reçoit R entrées p_i . Ces entrées sont

pondérées par des coefficients w_i appelés poids synaptiques puis sommées. Un terme constant b appelé biais est ajouté à cette somme. Une fonction dite d'activation, linéaire ou non linéaire, est ensuite appliquée au résultat. Mathématiquement, la sortie du neurone s'écrit de la façon suivante :

$$a = f \left(\sum_{i=1}^R w_i p_i + b \right) \quad (10.1)$$

Sous la forme matricielle, l'équation précédente devient :

$$a = f(wp + b) \quad (10.2)$$

avec

$$w = [w_1 \cdots w_R] \quad \text{et} \quad p = [p_1 \cdots p_R]^T$$

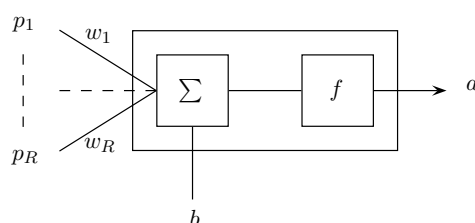


Figure 10.3 – Le perceptron.

Pour les applications de classification, la fonction d'activation est typiquement une fonction de seuillage telle que :

– la fonction de Heaviside :

$$f(x) = \begin{cases} 0 & \text{si } x < 0 \\ 1 & \text{si } x \geq 0 \end{cases} \quad (10.3)$$

– la fonction signe :

$$f(x) = \begin{cases} -1 & \text{si } x < 0 \\ +1 & \text{si } x \geq 0 \end{cases} \quad (10.4)$$

– ou la fonction sigmoïde :

$$f(x) = \frac{1}{1 + \exp(-cx)} \quad \text{et} \quad f'(x) = (1 - f(x)) f(x) \quad (10.5)$$

La fonction sigmoïde est souvent préférée pour sa propriété de dérivabilité. Cette propriété est en effet requise pour l'algorithme d'apprentissage de la rétropropagation du gradient (voir section 10.3). Le paramètre c est un gain permettant d'obtenir différentes formes de sigmoïdes. Plus ce gain est important plus la fonction sigmoïde tend vers la fonction de Heaviside (voir figure 10.4).

La sortie du perceptron est soit nulle (neurone inactif) soit égale à un (neurone actif). Le biais b définit le seuil à dépasser pour activer le neurone. L'équation $wp + b = 0$ décrit un hyperplan dans l'espace défini par les paramètres p_i . Le perceptron est ainsi capable de classer deux ensembles de données à condition que ceux-ci soient linéairement séparables (voir figure 10.5).

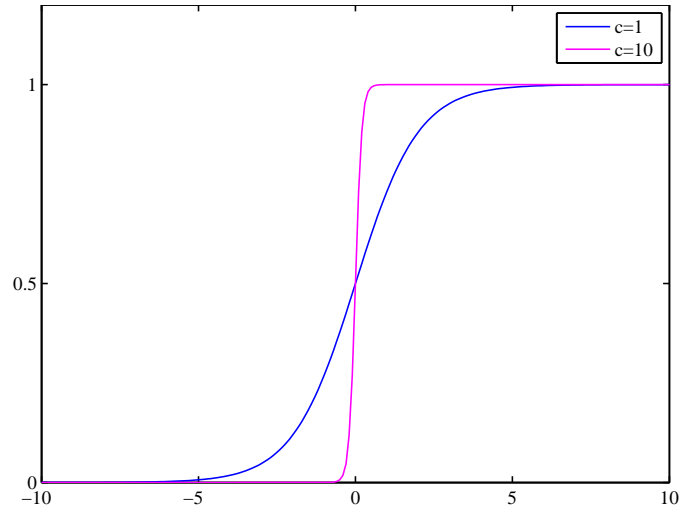


Figure 10.4 – La fonction sigmoïde.

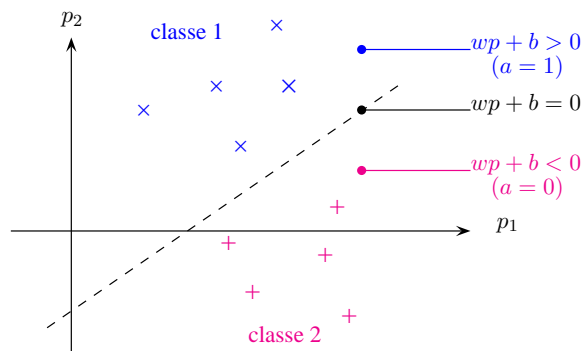


Figure 10.5 – Classification linéaire du perceptron.

10.2.2 Le perceptron multicouches

Le perceptron multicouches (PMC), initialement développé par [Werbos, 1974] puis [Rumelhart *et al.*, 1986], est constitué d'un ensemble de perceptrons connectés entre eux et organisés en couches (voir figure 10.6). Le réseau est dit non bouclé. L'information se propage des entrées vers les sorties sans retour en arrière. La sortie a_i^k du neurone i de la couche k s'exprime en fonction des sorties a_j^{k-1} de la couche précédente :

$$a_i^k = f \left(\sum_j \omega_{ij}^k a_j^{k-1} + b_i^k \right) \quad (10.6)$$

ω_{ij}^k et b_i^k sont respectivement les poids et les biais du neurone i de la couche k . Sous la forme matricielle, l'équation précédente devient :

$$a^k = W^k a^{k-1} + b^k \quad (10.7)$$

avec

$$a^k = \begin{bmatrix} a_1^k \\ \vdots \\ a_S^k \end{bmatrix}, \quad W^k = \begin{bmatrix} w_{11}^k & \cdots & w_{1R}^k \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ w_{S1}^k & \cdots & w_{SR}^k \end{bmatrix}, \quad a^{k-1} = \begin{bmatrix} a_1^{k-1} \\ \vdots \\ a_R^{k-1} \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad b^k = \begin{bmatrix} b_1^k \\ \vdots \\ b_S^k \end{bmatrix}$$

R désigne le nombre de neurone de la couche $k-1$ et S désigne le nombre de neurones de la couche k . Les entrées a_i^0 de la première couche correspondent aux entrées p_i du réseau. Les sorties a_i^L de la dernière couche correspondent aux sorties o_i du réseau, L étant le nombre total de couches.

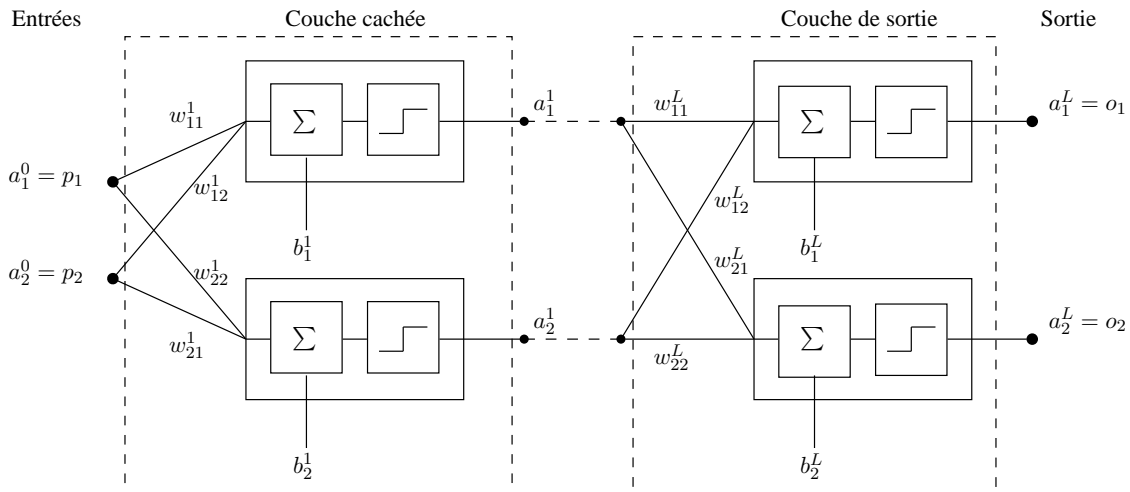


Figure 10.6 – Le perceptron multicouches.

Le perceptron multicouches peut comporter plusieurs couches cachées selon la complexité du problème. Cependant, le perceptron multicouches à une seule couche cachée pourvue d'un nombre suffisant de neurones est capable d'approximer n'importe quelle fonction continue. On parle d'approximateur universel [Hornik *et al.*, 1989]. À l'inverse du simple perceptron, le perceptron multicouches est capable de classer des ensembles de données même si ceux-ci sont non linéairement séparables.

10.3 Apprentissage supervisé

Le perceptron multicouches n'est opérationnel qu'après une phase d'apprentissage. Cette dernière consiste à déterminer les paramètres du réseau (poids synaptiques et biais) dans le but de réaliser une tâche précise (reconnaissance de formes par exemple). Il existe deux modes d'apprentissage :

- l'apprentissage supervisé,
- et l'apprentissage non supervisé.

Dans le premier cas, la base d'apprentissage est constituée de couples entrées/sorties (p, t) . Les paramètres du réseau sont ajustés de façon à ce que les réponses du réseau o aux entrées p soient les plus proches possibles des réponses désirées t . Dans le second cas, la base d'apprentissage est constituée uniquement d'entrées. Les paramètres du réseau sont ajustés sans supervision.

L'apprentissage supervisé est le plus répandu. Le principe de ce type d'apprentissage peut se présenter à partir de la métaphore du professeur et de l'élève (voir figure 10.7). Le professeur connaît les relations exactes entre les entrées et les sorties. Si l'élève et le professeur sont confrontés à une même entrée, le professeur est capable d'indiquer à l'élève la réponse exacte. L'élève tire les leçons de ses erreurs commises et évolue progressivement jusqu'à donner les mêmes réponses que le professeur.

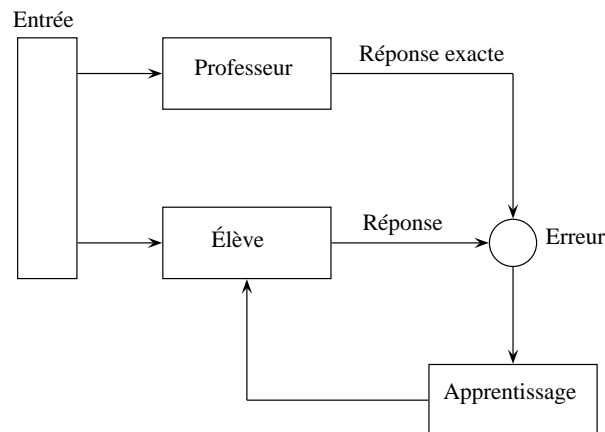


Figure 10.7 – Principe de l'apprentissage supervisé.

10.3.1 Fonction coût

Mathématiquement, l'apprentissage supervisé revient à minimiser l'erreur quadratique moyenne entre les réponses observées et les réponses désirées du réseau :

$$J = \frac{1}{2} \sum_i (t_i - o_i)^2 \quad (10.8)$$

o_i et t_i sont respectivement les réponses observée et désirée du neurone i de la couche de sortie. La fonction J est la fonction coût. Les paramètres du réseau, poids et biais, sont ajustés itérativement de façon à minimiser cette fonction.

10.3.2 Méthodes de minimisation

Il existe diverses méthodes de minimisation. La méthode de la descente de gradient est la plus simple et la plus répandue. Elle consiste à ajuster itérativement les paramètres du réseau dans la direction opposée de la plus forte pente de la fonction coût :

$$w_{ij}^k(n+1) = w_{ij}^k(n) - \alpha \frac{\partial J(n)}{\partial w_{ij}^k} \quad (10.9)$$

$$b_i^k(n+1) = b_i^k(n) - \alpha \frac{\partial J(n)}{\partial b_i^k} \quad (10.10)$$

α est le pas de la descente. Celui-ci doit être suffisamment faible pour éviter l'instabilité de la descente.

La méthode de la descente de gradient est peu employée en pratique. La vitesse de convergence de cette méthode est trop lente. En effet, de faibles valeurs des dérivées partielles de la fonction coût entraînent de très petits changements des paramètres du réseau. D'autres méthodes de minimisation plus performantes ont ainsi été développées :

- la méthode de la descente de gradient à pas variable,
- la méthode de Newton,
- la méthode de Levenberg-Marquardt,
- ou la méthode de la propagation résiliente (resilient propagation).

D'après [Demuth *et al.*, 2009], la méthode de la propagation résiliente est la plus rapide pour les applications de classification à l'aide de perceptrons multicouches. Pour palier au problème de la méthode de la descente de gradient, seuls les signes des dérivées partielles de la fonction coût sont considérés pour la mise à jour des paramètres du réseau [Riedmiller et Braun, 1993] :

$$w_{ij}^k(n+1) = w_{ij}^k(n) - \alpha_{ij}^k(n) \operatorname{sgn} \left(\frac{\partial J(n)}{\partial w_{ij}^k} \right) \quad (10.11)$$

$$b_i^k(n+1) = b_i^k(n) - \beta_i^k(n) \operatorname{sgn} \left(\frac{\partial J(n)}{\partial b_i^k} \right) \quad (10.12)$$

α_{ij} et β_i sont des pas de descente ajustés à chaque itération. Ceux-ci sont augmentés d'un ratio δ_{inc} si les directions de la descente sont de même sens d'une itération à l'autre. Inversement, ils sont diminués d'un ratio δ_{dec} si les directions de la descente sont de sens opposés d'une itération à l'autre :

$$\alpha_{ij}^k(n+1) = \begin{cases} \alpha_{ij}^k(n) \times \delta_{inc} & \text{si } \operatorname{sgn} \left(\frac{\partial J(n+1)}{\partial w_{ij}^k} \frac{\partial J(n)}{\partial w_{ij}^k} \right) = 1 \\ \alpha_{ij}^k(n) \times \delta_{dec} & \text{si } \operatorname{sgn} \left(\frac{\partial J(n+1)}{\partial w_{ij}^k} \frac{\partial J(n)}{\partial w_{ij}^k} \right) = -1 \end{cases} \quad (10.13)$$

et

$$\beta_i^k(n+1) = \begin{cases} \beta_i^k(n) \times \delta_{inc} & \text{si } \operatorname{sgn} \left(\frac{\partial J(n+1)}{\partial b_i^k} \frac{\partial J(n)}{\partial b_i^k} \right) = 1 \\ \beta_i^k(n) \times \delta_{dec} & \text{si } \operatorname{sgn} \left(\frac{\partial J(n+1)}{\partial b_i^k} \frac{\partial J(n)}{\partial b_i^k} \right) = -1 \end{cases} \quad (10.14)$$

Les pas de descente diminuent lorsque la solution courante se rapproche de la solution optimale.

Tous les paramètres sont mis à jour soit après présentation de chacun des exemples de la base d'apprentissage (sequential training) soit après présentation de tous les exemples de la base d'apprentissage (batch training). Cette dernière solution est souvent préférable. Les dérivées partielles de la fonction coût sont calculées pour chacun des exemples puis sommées.

$$\frac{\partial J(n)}{\partial w_{ij}^k} = \sum_{q=1}^Q \frac{\partial J_q(n)}{\partial w_{ij}^k} \quad (10.15)$$

$$\frac{\partial J(n)}{\partial b_i^k} = \sum_{q=1}^Q \frac{\partial J_q(n)}{\partial b_i^k} \quad (10.16)$$

Q est le nombre d'exemples de la base d'apprentissage. Plusieurs présentations de la base d'apprentissage sont nécessaires pour assurer la convergence des paramètres du réseau.

Quelque soit la méthode de minimisation, le calcul des dérivées partielles de la fonction coût par rapport aux poids et aux biais du réseau s'impose. Dans le cas de réseaux de neurones non bouclés, ces dérivées partielles sont calculées à l'aide de l'algorithme de la rétropropagation du gradient.

10.3.3 Algorithme de la rétropropagation du gradient

Grâce à l'algorithme de la rétropropagation du gradient (backpropagation) introduit par [Rumelhart *et al.*, 1986], les réseaux de neurones ont connu un essor important ces deux dernières décennies. Cet algorithme permet de calculer les gradients de la fonction coût par rapport aux paramètres du réseau de la dernière vers la première couche.

Pour le perceptron à une seule couche cachée avec des fonctions d'activation de type sigmoïde, les dérivées partielles de la fonction coût J_q ont les expressions suivantes :

– Couche de sortie :

$$\frac{\partial J_q}{\partial w_{ij}^2} = \delta_i^2 a_j^1 \quad (10.17)$$

$$\frac{\partial J_q}{\partial b_i^2} = \delta_i^2 \quad (10.18)$$

avec

$$\delta_i^2 = -2(t_i - o_i)(1 - o_i)o_i$$

– Couche cachée :

$$\frac{\partial J_q}{\partial w_{ij}^1} = (1 - a_i^1)a_i^1 p_j \sum_k \delta_k^2 w_{ki}^2 \quad (10.19)$$

$$\frac{\partial J_q}{\partial b_i^1} = (1 - a_i^1)a_i^1 \sum_k \delta_k^2 w_{ki}^2 \quad (10.20)$$

avec

$$\delta_k^2 = -2(t_k - o_k)(1 - o_k)o_k$$

10.3.4 Résumé

Finalement, les différentes étapes de l'apprentissage supervisé par la méthode de la propagation résiliente sont résumées dans le tableau 10.1. Le critère d'arrêt de l'algorithme est discuté à la section suivante.

Tableau 10.1 – Apprentissage supervisé par la méthode de la propagation résiliente.

Chargement de la base d'apprentissage $(p, t)_q$ $q \in [1; Q]$

Initialisation des poids w_{ij}^k et des biais b_i^k

Initialisation des pas de descente α_{ij}^k et β_i^k

Normalisation des vecteurs de forme p entre -1 et +1

Tant que critère d'arrêt non respecté

Pour chaque couple $(p, t)_q$ (séquence aléatoire)

- Calcul des sorties de chaque neurone i de la couche cachée a_i^1 et de la couche de sortie o_i à partir de l'équation (10.6)
- Calcul des dérivées partielles $\frac{\partial J_q}{\partial w_{ij}^k}$ et $\frac{\partial J_q}{\partial b_i^k}$ à partir des équations (10.17), (10.18), (10.19) et (10.20)

Fin

- Calcul des dérivées partielles $\frac{\partial J}{\partial w_{ij}^k}$ et $\frac{\partial J}{\partial b_i^k}$ à partir des équations (10.15) et (10.16)
- Mise à jour des pas de descente α_{ij}^k et β_i^k à partir des équations (10.13) et (10.14)
- Mise à jour des poids w_{ij}^k et des biais b_i^k à partir des équations (10.11) et (10.12)

Fin

10.4 Régularisation

Les performances de classification d'un réseau sont évaluées à partir de ses capacités de mémorisation et de généralisation :

1. La capacité de mémorisation mesure l'aptitude du réseau à effectuer une classification correcte des données présentées au cours de la phase d'apprentissage.
2. La capacité de généralisation mesure l'aptitude du réseau à effectuer une classification correcte de nouvelles données non présentées au cours de la phase d'apprentissage.

Le but de l'apprentissage est de déterminer le réseau présentant les meilleures capacités de mémorisation et de généralisation. Ces deux capacités sont néanmoins partiellement en opposition. L'optimisation de l'une se fait généralement au détriment de l'autre. Il s'agit d'un compromis assez semblable au dilemme biais/variance.

10.4.1 Dilemme biais/variance

Les notions de biais et de variance sont illustrées sur la figure 10.8 pour le problème de l'approximation d'une fonction $f(x)$ inconnue à partir de données bruitées. Le biais traduit l'écart entre le modèle estimé et les données réelles tandis que la variance traduit l'influence du choix de la base d'apprentissage. Idéalement, le biais et la variance doivent être aussi faibles que possibles. Dans le premier cas (figure 10.8(a)), les écarts entre le modèle et les données sont importants (biais élevé). Cependant, ces écarts dépendent peu de la base d'apprentissage (variance faible). Dans le second le cas (figure 10.8(b)), le phénomène inverse se produit. Le modèle s'ajuste au plus près des données (biais faible) mais dépend fortement de la base d'apprentissage (variance élevée). On parle aussi de surajustement.

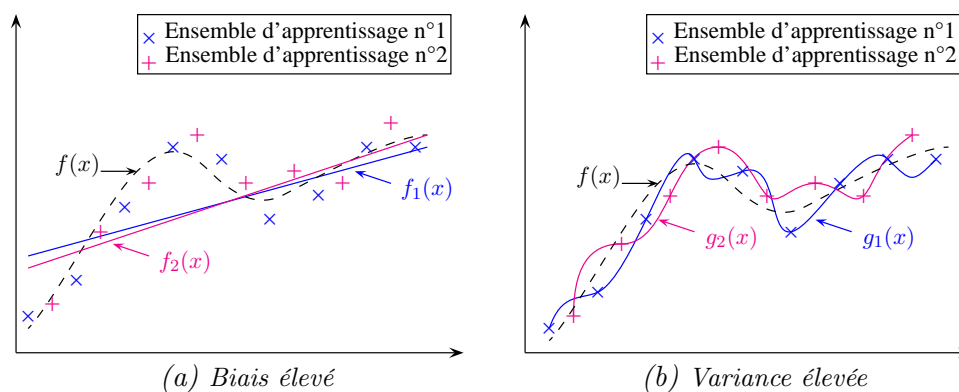


Figure 10.8 – Le dilemme biais/variance dans le cas de l'approximation d'une fonction inconnue [Monari, 1999].

10.4.2 Régularisation par arrêt prématuré

Le réseau doit apprendre le modèle sous-jacent entre les entrées et les sorties qui lui sont présentées en exemples au cours de la phase d'apprentissage. Cependant, cet apprentissage peut conduire à un surajustement du réseau. Ce dernier apprend par « cœur » les exemples

de la base d'apprentissage au détriment du modèle. Pour éviter ce phénomène, il existe des méthodes dites de régularisation telles que :

1. la régularisation par arrêt prématuré (early stopping),
2. ou la régularisation par modération des poids (weight decay).

La première méthode est simple à mettre en œuvre et montre de bons résultats lorsque les exemples de la base d'apprentissage sont nombreux. Elle consiste à arrêter prématurément l'apprentissage avant la convergence du réseau, c'est à dire avant que la fonction coût atteigne un minimum. La base d'apprentissage est partitionnée en deux sous-ensembles : l'ensemble d'apprentissage (75 % des exemples) et l'ensemble de validation (25 % des exemples). Le premier est utilisé pour ajuster les paramètres du réseau tandis que le second est utilisé pour estimer sa capacité de généralisation. L'apprentissage est stoppé lorsque le surajustement du réseau est détecté c'est à dire lorsque la capacité de généralisation du réseau commence à se dégrader. [Prechelt, 1997] propose plusieurs critères d'arrêt. Une solution consiste à stopper l'algorithme lorsque les performances de classification sur l'ensemble de validation (fonction coût) se détériorent consécutivement au-delà d'un certain nombre d'itérations (10 par exemple). Les paramètres du réseau le plus performant sont conservés (voir figure 10.9).

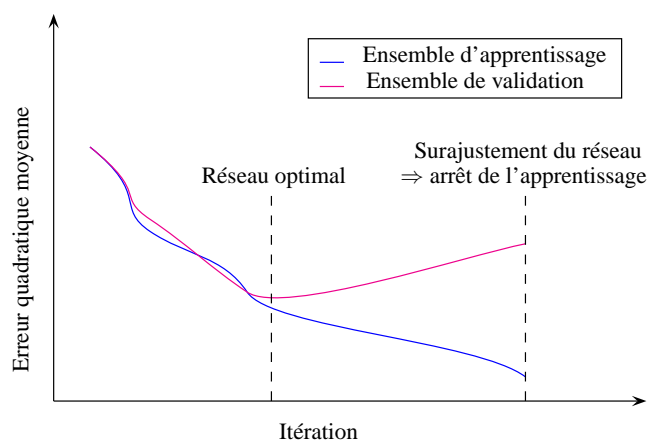


Figure 10.9 – Régularisation du réseau par arrêt prématuré.

Dans ce chapitre, nous présentons l'application du perceptron multicouches au diagnostic du moteur de GES par reconnaissance de formes des fluctuations de vitesse du vilebrequin. Un réseau de neurones est spécifiquement employé à chacune des phases du diagnostic (voir figure 11.1) :

1. **Détection.** Cette première phase a pour but de déterminer si le moteur est en condition de fonctionnement normale ou défectueuse.
2. **Localisation.** Cette seconde phase a pour but d'identifier le cylindre défectueux.
3. **Quantification.** Cette dernière phase a pour but d'évaluer la sévérité du défaut.

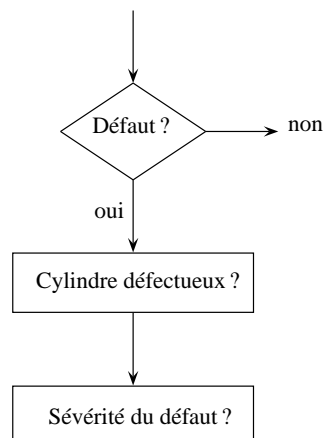


Figure 11.1 – Les phases du diagnostic.

Par la suite, on suppose que seul un cylindre sur vingt est susceptible de fonctionner anormalement. Tout d'abord, cette hypothèse simplifie considérablement le diagnostic. Le nombre de motifs à identifier est en effet fortement réduit (20 classes en phase de localisation au lieu de 210 classes dans le cas de deux cylindres défectueux simultanément au plus). Ensuite, l'éventualité d'un dysfonctionnement simultané de plusieurs cylindres paraît assez peu réaliste en pratique.

11.1 Mise en œuvre du perceptron multicouches

La mise en œuvre du perceptron multicouches requiert les étapes suivantes :

1. Le choix du vecteur de forme

Les fluctuations de vitesse du vilebrequin $\Omega(\theta)$ sont périodiques par rapport au cycle du moteur et se décomposent donc en série de Fourier :

$$c_k = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \Omega(\theta) e^{-j\frac{k}{2}\theta} d\theta \quad (11.1)$$

Sachant que la bande passante du signal est localisée dans les basses fréquences, les premiers coefficients de Fourier c_k suffisent à décrire la réponse en vitesse du vilebrequin. Les parties réelles et imaginaires de ces coefficients sont choisies comme les entrées du réseau et constituent ainsi le vecteur de forme p :

$$p = [\mathbf{R}(c_1) \quad \mathbf{I}(c_1) \quad \mathbf{R}(c_2) \quad \mathbf{I}(c_2) \quad \dots]^T \quad (11.2)$$

$\mathbf{R}(c_k)$ et $\mathbf{I}(c_k)$ sont respectivement les parties réelles et imaginaires du coefficient de Fourier c_k d'ordre k .

2. La réduction de la dimension du vecteur de forme

Seuls les coefficients les plus pertinents pour le diagnostic du moteur sont sélectionnés. La méthode et les résultats de sélection sont présentés à la section 11.3.

3. Le choix d'une fonction d'activation

Étant donné que l'algorithme de la rétropropagation du gradient exige la dérivabilité de la fonction d'activation, la fonction sigmoïde est choisie. Les sorties du réseau sont comprises entre 0 et 1.

4. Le choix du nombre de couches cachées

Le perceptron à une seule couche cachée pourvue d'un nombre suffisant de neurones est capable d'approximer n'importe quelle fonction continue [Hornik *et al.*, 1989]. L'emploi de couches supplémentaires ne se justifie pas.

5. La détermination du nombre de neurones dans chaque couche

Le nombre de neurones de la couche de sortie dépend de la dimension des vecteurs cibles. Il est d'usage d'attribuer un neurone par classe. Ainsi, en phase de détection, le nombre de neurones de la couche de sortie est de deux et le codage des vecteurs cibles est le suivant :

- Condition normale : classe 1 $\rightarrow t = [1 \quad 0]^T$
- Condition défectueuse : classe 2 $\rightarrow t = [0 \quad 1]^T$

En phase de localisation, le nombre de neurones de la couche de sortie est de vingt (un neurone par cylindre). En respectant l'ordre d'injection, le codage des vecteurs cibles est le suivant :

- Cylindre A1 défectueux : classe 1 $\rightarrow t = [1 \quad 0 \quad \dots \quad 0]^T$
- Cylindre B8 défectueux : classe 2 $\rightarrow t = [0 \quad 1 \quad \dots \quad 0]^T$
- ...
- Cylindre B10 défectueux : classe 20 $\rightarrow t = [0 \quad 0 \quad \dots \quad 1]^T$

Le nombre de neurones de la couche cachée est un paramètre plus difficile à déterminer. Plus ce nombre est important plus le réseau est capable de traiter des

problèmes complexes. Il semble alors tout indiqué de disposer autant de neurones que possible dans cette couche. Cependant, le « surdimensionnement » de cette couche favorise le surajustement du réseau au détriment de sa capacité de généralisation. Il n'existe pas de règle théorique pour déterminer le nombre optimal de neurones de la couche cachée. Une solution simple à mettre en œuvre mais un peu laborieuse consiste à comparer les performances de réseaux de différentes tailles [Rajakarunakaran *et al.*, 2008, Demuth *et al.*, 2009]. La structure qui présente les meilleures capacités de généralisation est retenue. Cette procédure est appliquée à la section 11.4.

6. La construction d'une base d'apprentissage

La base d'apprentissage conditionne fortement les performances du réseau en phase opérationnelle. Les exemples présentés au réseau lors de la phase d'apprentissage doivent être les plus représentatifs possibles du problème à traiter. Dans le cadre du diagnostic de machines, la base d'apprentissage est généralement construite à partir de nombreuses mesures effectuées pour différents modes de fonctionnement du système. L'originalité de ce travail est la construction de la base d'apprentissage à partir de simulations et non à partir de mesures expérimentales.

11.2 Construction de la base d'apprentissage

11.2.1 Intérêt de la simulation

L'apprentissage de réseaux de neurones pour la reconnaissance de formes requiert un nombre important d'exemples représentatifs de l'ensemble des motifs à identifier.

Dans le cadre de cette application, il est peu envisageable d'entreprendre une campagne d'essais visant à reproduire expérimentalement tous les modes potentiels de dégradation du moteur diesel. Tout d'abord, le GES est un organe de sûreté nucléaire. Celui-ci doit être disponible à tout moment. Il est en attente d'intervention en permanence. Certes, de nombreuses acquisitions peuvent être effectuées en condition normale de fonctionnement au cours des essais périodiques d'autant que la mesure des fluctuations de vitesse du vilebrequin est une mesure non intrusive. En revanche, des acquisitions en conditions défectueuses de fonctionnement ne peuvent être planifiées qu'à l'occasion de l'arrêt annuel de la tranche pour le rechargement du réacteur en combustible. Les contraintes imposées par la sûreté nucléaire limitent également les possibilités d'intervention et de dégradation du moteur directement sur site. Ensuite, le moteur diesel comporte vingt cylindres. Pour chaque type et niveau de défaut, autant d'essais sont nécessaires que de cylindres. Le nombre de configurations requises pour reproduire tous les modes de dégradation du moteur est alors considérable.

Dans ce contexte, la simulation semble être un outil intéressant. Elle permet de générer un nombre suffisant d'exemples pour l'apprentissage des réseaux de neurones sans recourir à de nombreux essais expérimentaux [Randall, 2001, Randall, 2009]. Le modèle dynamique établi dans la partie précédente donne en effet la possibilité de simuler les fluctuations de vitesse du vilebrequin pour différents types de défaut, différentes localisations et différents niveaux de dégradation. Ce modèle a été calibré à l'aide d'un minimum de données.

11.2.2 Simulation de défauts de combustion

La construction de la base d'apprentissage implique la simulation des fluctuations de vitesse en condition normale et en condition défectueuse de fonctionnement du moteur de GES.

De nombreux sous-ensembles sont impliqués dans le processus de combustion. L'étude s'est restreinte aux défauts des dispositifs de distribution et d'injection. Ces deux dispositifs sont en effet sujets à de nombreuses défaillances jugées graves et susceptibles d'affecter le bon déroulement du processus de combustion. La simulation des fluctuations de vitesse du vilebrequin en conditions anormales de fonctionnement requiert la connaissance des effets de ces défaillances sur le processus de combustion et plus précisément sur la courbe de pression cylindre. Malheureusement, le modèle phénoménologique utilisé auparavant n'est pas un modèle prédictif. Il s'agit d'un modèle empirique dont les paramètres sont ajustés de façon à reproduire au mieux le taux de dégagement de chaleur réel observé au cours de la combustion. Celui-ci est incapable de prédire la forme de la courbe de pression en fonction des dérèglages des dispositifs de distribution et d'injection (dérèglage de la pompe d'injection, détarage de l'injecteur, dérèglage du jeux aux culbuteurs...).

La bande passante du signal de vitesse est seulement de quelques centaines de Hz. D'après [Tung et Crocker, 1982], le contenu de la courbe de pression dans cette bande de fréquence dépend essentiellement de la pression maximale. Par ailleurs, les défaillances des dispositifs de distribution et d'injection entraînent une combustion non optimale et sont donc fortement susceptibles de se répercuter sur la pression maximale. La pression cylindre $p(\theta)$ est la somme d'une contribution $p_m(\theta)$ due aux variations de volume de la chambre de combustion et d'une contribution $p_c(\theta)$ due à la combustion des gaz. Les défauts de combustion sont ainsi simulés en diminuant l'amplitude de cette seconde contribution :

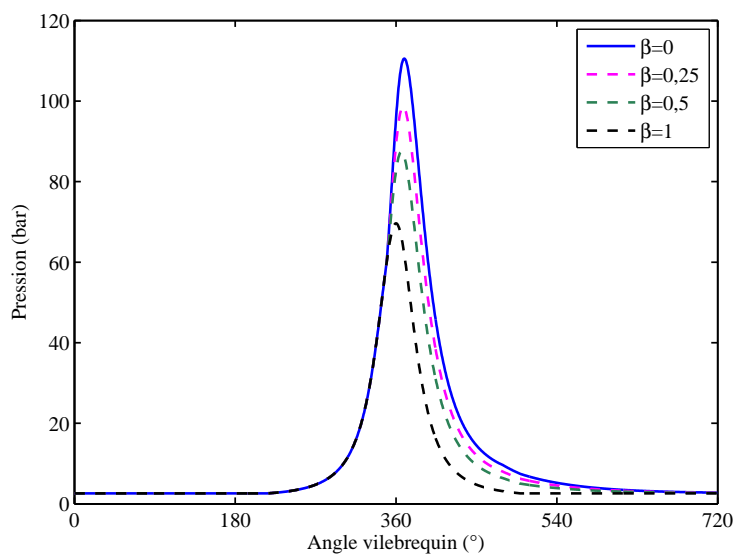
$$p(\theta) = p_m(\theta) + (1 - \beta)p_c(\theta) \quad \text{avec } \beta \in [0; 1] \quad (11.3)$$

La façon dont sont simulés les défauts revient à réduire la quantité de carburant brûlée soit la quantité de chaleur dégagée au cours de la combustion tout en conservant une loi de dégagement de chaleur identique. Le facteur β est appelé le niveau de dégradation. La figure 11.2 montre l'évolution de la pression maximale et de la pression moyenne indiquée en fonction du niveau de dégradation. Les relations entre ces grandeurs sont linéaires (ou quasi linéaires). Lorsque le niveau de dégradation est de 100 %, la pression maximale est égale à la pression en fin de compression (70 bars) et la pression moyenne indiquée est nulle. Il y a alors absence totale de combustion.

11.2.3 Simulation de bruit

Le modèle dynamique du vilebrequin est un modèle déterministe. En réalité, à cause d'inévitables perturbations (bruit de mesure par exemple), les signaux de vitesse du vilebrequin ne se reproduisent jamais à l'identique d'une mesure à une autre même si les réglages du moteur n'évoluent pas significativement. Pour obtenir de meilleures performances des réseaux, il est indispensable de brouter les signaux simulés. Ce bruit doit être représentatif des variabilités de formes des réponses du vilebrequin pour un même mode de fonctionnement du moteur.

Le vecteur de forme est constitué des premiers coefficients de Fourier du signal de



(a) Courbes de pression cylindre

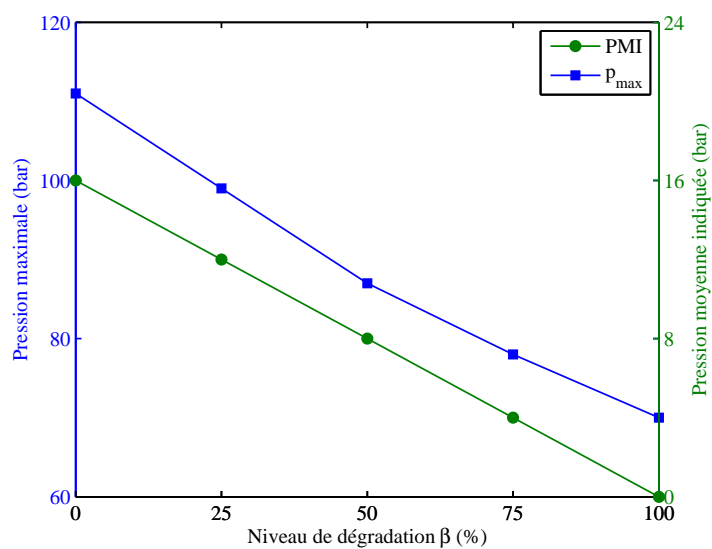
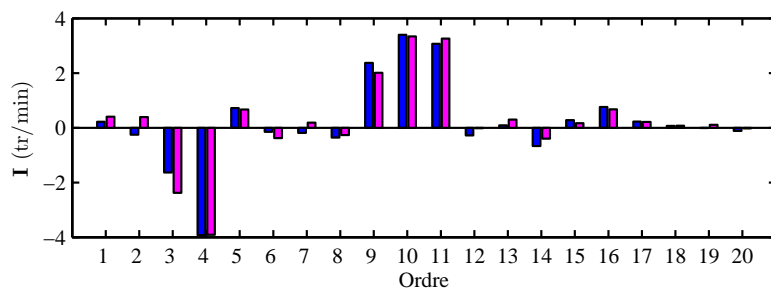
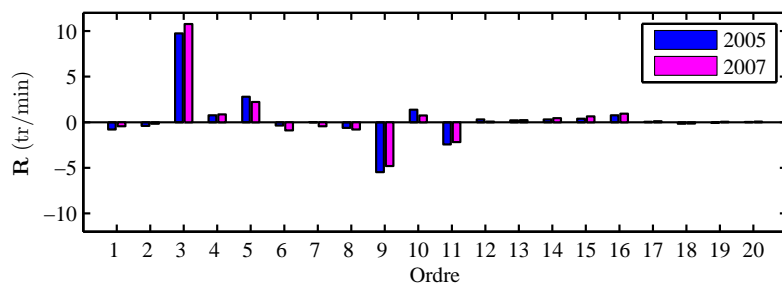
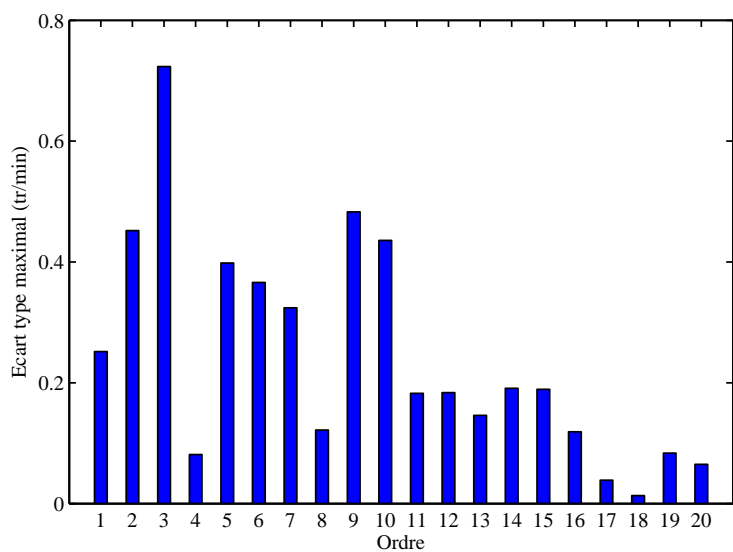
(b) Évolution p_{max} (pression maximale) et PMI (pression moyenne indiquée)

Figure 11.2 – Simulations des courbes de pression cylindre en conditions défectueuses.

vitesse. Un bruit gaussien de moyenne nulle est ajouté à chacun des éléments de ce vecteur. L'écart type est déterminé par comparaison des signaux enregistrés au cours des campagnes d'acquisition de 2005 et 2007 en condition normale de fonctionnement. Un historique plus complet aurait été préférable. Néanmoins, il est supposé que les écarts observés entre ces deux mesures distantes de deux années donnent une bonne indication de la variabilité des composantes du signal pour un même mode de fonctionnement du moteur. Pour chaque coefficient, l'écart type maximal entre les parties réelle et imaginaire est retenu (voir figure 11.3).



(a) Décomposition en série de Fourier



(b) Estimation de la variabilité de chacun des coefficients

Figure 11.3 – Comparaison des signaux acquis en 2005 et 2007 en condition normale.

11.2.4 Bilan

Finalement, chacun des exemples de la base d'apprentissage est généré de la façon suivante (voir figure 11.4) :

1. Les courbes de pression cylindre sont construites à partir de l'équation (11.3).
 - $\beta = 0$ pour les cylindres sains,
 - $\beta > 0$ pour le cylindre défectueux.
2. À partir des courbes de pression cylindre et du modèle dynamique du vilebrequin, les fluctuations de vitesse sont simulées à l'extrémité libre du vilebrequin.
3. Une erreur de modélisation est compensée. Cette erreur, supposée constante, correspond à la différence entre les réponses simulées et mesurées du vilebrequin en condition normale de fonctionnement (voir figure 9.3).
4. Le signal est décomposé en série de Fourier. Les parties réelles et imaginaires des premiers coefficients de Fourier constituent le vecteur de forme.
5. Un bruit gaussien de moyenne nulle et d'écart type préalablement déterminé est ajouté à chacun des éléments du vecteur de forme.

Cette procédure est réitérée autant de fois que nécessaire pour construire l'ensemble des exemples de la base d'apprentissage. En phase de détection, la base d'apprentissage est constituée d'exemples en conditions normales et défectueuses. En phase de localisation, la base d'apprentissage est constituée uniquement d'exemples en conditions défectueuses. Quelque soit la phase du diagnostic, les différents modes de fonctionnement (ou classes) sont représentés paritairement.

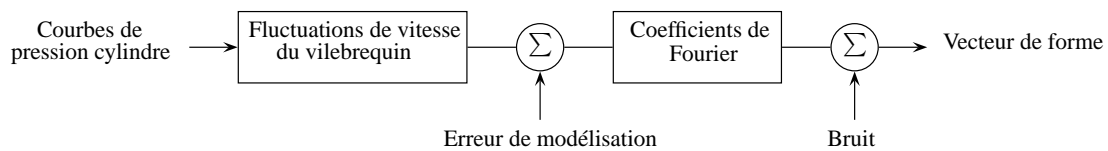


Figure 11.4 – Génération d'un exemple de la base d'apprentissage.

11.3 Réduction de la dimension du vecteur de forme

La réduction de la dimension du vecteur de forme consiste à sélectionner le sous-ensemble de paramètres permettant de discriminer au mieux les signatures du vilebrequin (formes) en fonction des modes de fonctionnement du moteur (classes). Cette sélection présente un double intérêt. Tout d'abord, elle permet de réduire la taille du réseau. La structure la plus parcimonieuse doit être privilégiée. Ensuite, elle permet de conserver uniquement les paramètres les plus pertinents pour le diagnostic du moteur. Les informations redondantes ou inintéressantes peuvent sensiblement dégrader les performances du réseau.

11.3.1 Méthode de sélection

Une forme peut se représenter par un point dans un espace de dimension d défini par les d paramètres du vecteur de forme. Les classes correspondent aux zones de l'espace

regroupant les formes associées à un même mode de fonctionnement du système. La réduction du vecteur de forme revient à déterminer le sous-espace de dimension d' à partir des d paramètres initiaux tel que $d' < d$ pour lequel la séparabilité des classes est maximale. Plus la séparabilité des classes est importante plus la tâche de classification est rendue aisée.

[Dybala et Radkowski, 2007] proposent d'évaluer et de comparer tous les sous-espaces potentiels ($C_d^{d'}$ combinaisons¹ possibles) à partir de deux critères géométriques K_1 et K_2 de séparabilité des classes :

1. Le premier critère K_1 donne une mesure de la distance (norme euclidienne) séparant les classes :

$$K_1 = \frac{\bar{d}_{inter} - \bar{d}_{intra}}{\bar{d}} \quad (11.4)$$

\bar{d}_{inter} est la distance moyenne séparant deux formes de différentes classes. \bar{d}_{intra} est la distance moyenne séparant deux formes d'une même classe. \bar{d} est la distance moyenne séparant toutes les formes. Plus les classes sont distantes les unes des autres plus ce critère est élevé.

2. Le second critère K_2 est le nombre de prototypes. Ces derniers correspondent aux formes situées aux frontières de chacune des classes. Ils sont équivalents aux vecteurs de support des séparateurs à vaste marge [Vapnik, 1998]. Plus les frontières ou zones de contact entre les classes sont complexes plus le nombre de prototypes est élevé. Idéalement, le nombre de prototypes doit être égal au nombre de classes. L'algorithme permettant de déterminer les prototypes est détaillé dans [Dybala et Radkowski, 2007].

Le sous-espace optimal est celui qui maximise le critère K_1 et minimise le critère K_2 .

Cette procédure est illustrée sur la figure 11.5. À partir d'un espace initial (p_1, p_2, p_3) de dimension $d = 3$, le sous-espace de dimension $d' = 2$ pour lequel la discrimination des trois classes est maximale est recherché. Trois solutions sont possibles : (p_1, p_2) , (p_1, p_3) ou (p_2, p_3) . Le premier sous-espace est sélectionné puisque celui-ci présente les meilleurs critères de séparabilité et cela même par rapport à l'espace initial. Les formes de chacune des classes sont en effet regroupées dans des zones distinctes sans recouvrement. À l'inverse, les deux autres sous-espaces ne permettent pas de différencier les classes 2 et 3 ou les classes 1 et 2. En effet, le paramètre p_3 n'apporte pas d'informations intéressantes permettant de discriminer les trois classes.

Cette même procédure est conduite dans le cadre notre application.

11.3.2 Résultats de sélection

Le vecteur de forme est constitué des premiers coefficients de Fourier des fluctuations de vitesse du vilebrequin. Les dix premiers coefficients sont présélectionnés afin de privilégier les basses fréquences du signal. La dimension de l'espace de représentation est donc initialement de $d = 20$ (parties réelles et imaginaires incluses). La dimension du sous-espace optimal est inconnue. Celle-ci est restreinte à la condition $d' \leq 6$ afin de réduire au maximum la taille et la complexité du réseau. Les parties réelles et imaginaires

1. $C_n^k = \frac{n!}{k!(n-k)!}$

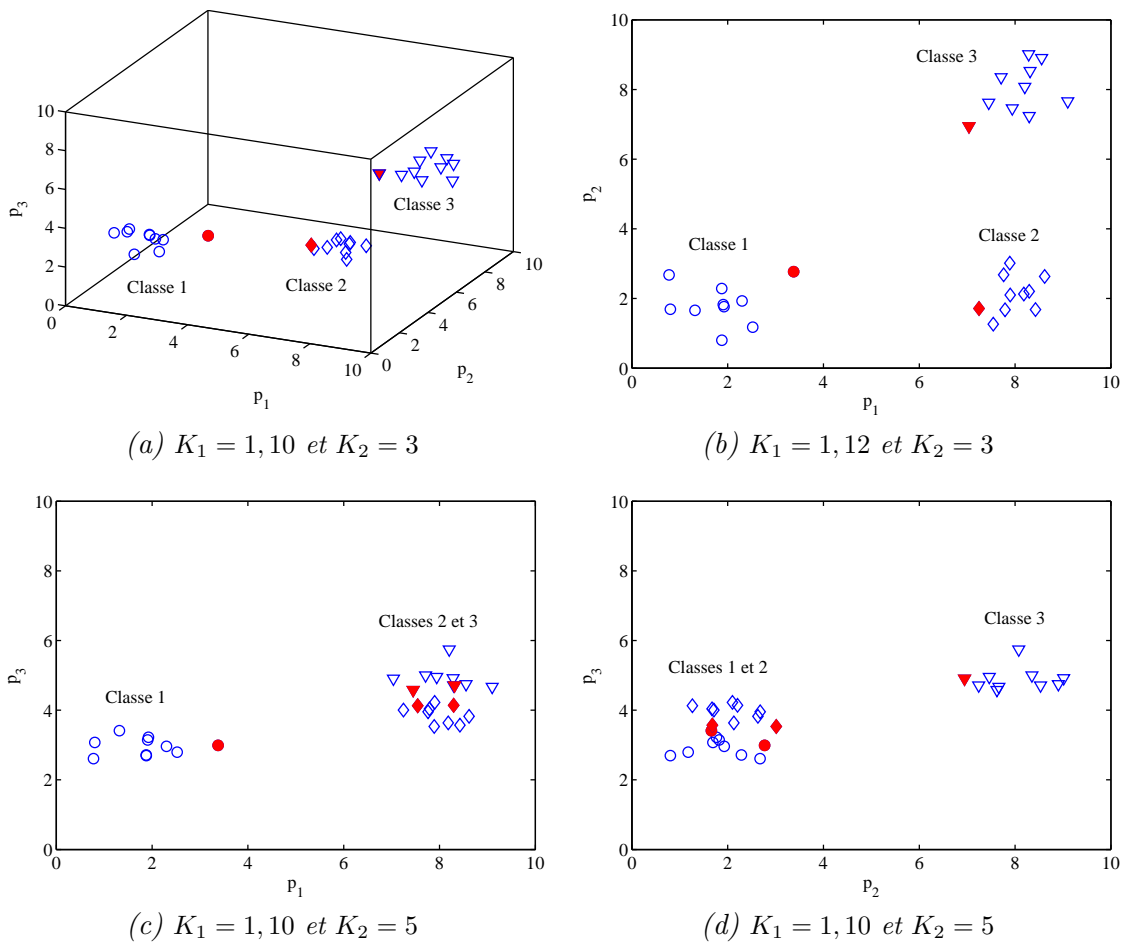


Figure 11.5 – Critères de séparabilité des classes.

de chaque coefficient ne sont pas dissociées. La recherche du sous-espace optimal requiert donc l'évaluation de 175 solutions ($C_{10}^3 + C_{10}^2 + C_{10}^1 = 175$).

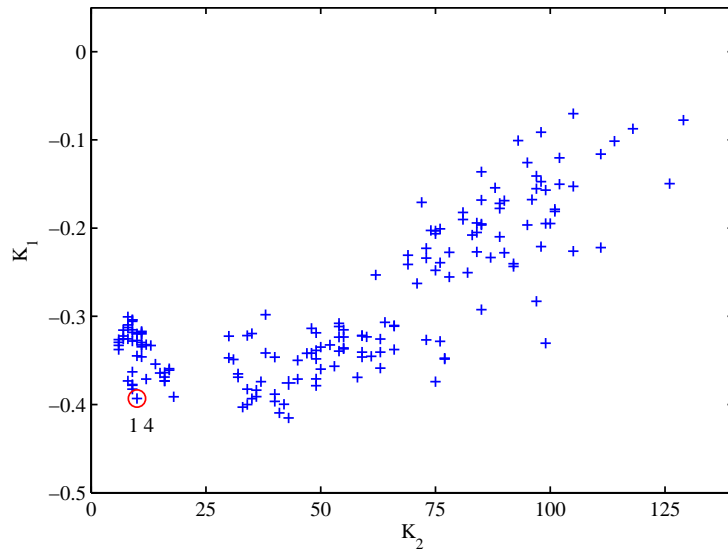
Deux bases d'apprentissage constituées chacune d'un nombre élevé d'exemples en condition normale (100 exemples) et en conditions défectueuses (100 exemples) sont générées. Le niveau de dégradation des cylindres défectueux est de $\beta = 1$ pour la première base et de $\beta = 0,35$ pour la seconde base. Les classes, au nombre de deux en phase de détection et de vingt en phase de localisation, sont représentées paritairement (2×100 et 20×5). Le sous-espace optimal est celui pour lequel la séparabilité des différentes classes est maximale. Les critères de séparabilité K_1 et K_2 sont calculés pour chacun des sous-espaces potentiels quelque soit la phase du diagnostic (détection ou localisation) et le niveau de dégradation ($\beta = 1$ ou $\beta = 0,35$). Les résultats sont reportés sur les figures 11.6 et 11.7. Chaque point représente l'évaluation de l'une des 175 solutions dans le plan (K_1, K_2) . Quelque soit la phase du diagnostic, le sous-espace optimal est de dimension $d' = 4$ et est constitué des coefficients de Fourier d'ordre 1 et 4. La séparabilité des classes se détériore lorsque le niveau de dégradation diminue. Par exemple, le nombre de prototypes en phase de localisation est idéalement de 20 pour la première base d'apprentissage ($\beta = 1$) au lieu de 35 pour la seconde ($\beta = 0,35$).

Finalement, le vecteur de forme p comporte quatre paramètres :

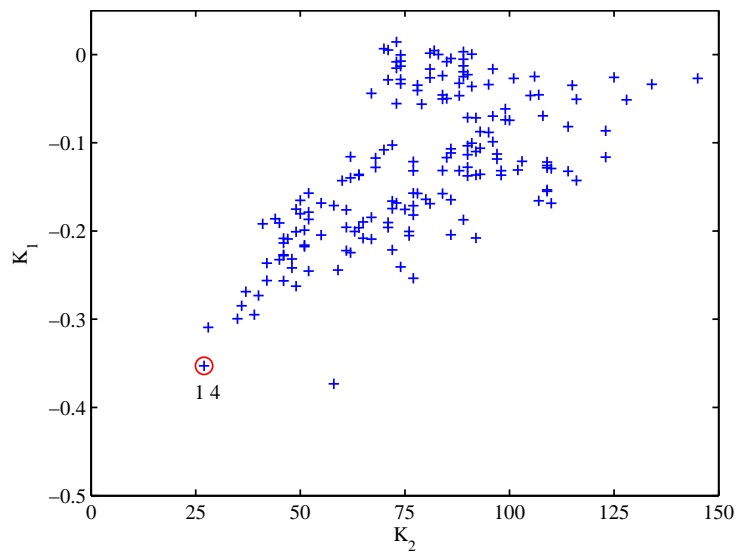
$$\begin{aligned} p &= [p_1 \ p_2 \ p_3 \ p_4]^T \\ &= [\mathbf{R}(c_1) \ \mathbf{I}(c_1) \ \mathbf{R}(c_4) \ \mathbf{I}(c_4)]^T \end{aligned} \quad (11.5)$$

Ces deux fréquences ne sont pas anodines. L'harmonique d'ordre 1 (12,5 Hz) correspond à la fréquence du cycle moteur. À cette fréquence, le système se comporte comme un solide rigide et les contributions des cylindres sont identiques à un déphasage près dépendant de l'ordre d'injection. L'harmonique d'ordre 4 (50 Hz) coïncide quasiment avec la première fréquence de résonance du vilebrequin (52,2 Hz). Le mode de déformation associé présente un nœud entre le premier et le second maneton du vilebrequin. À cette fréquence, le système se comporte comme un solide élastique et les contributions des cylindres côté accouplement sont d'amplitudes plus faibles que celles des cylindres côté distribution.

La figure 11.8 montre les distributions de formes types projetées sur les plans (p_1, p_2) et (p_3, p_4) du sous-espace optimal. Chaque forme est représentative d'un mode de fonctionnement du moteur (normal, cylindre A1 défectueux, cylindre B8 défectueux...). Dans le plan (p_1, p_2) , les modes défectueux sont répartis circulairement autour du mode normal. En effet, l'amplitude de l'harmonique d'ordre 1 est affectée de manière identique quelque soit le cylindre défectueux (vilebrequin rigide). En revanche, la phase de l'harmonique d'ordre 1 dépend de l'ordre d'injection du cylindre défectueux. Les modes défectueux des cylindres qui se suivent dans l'ordre d'injection sont alors très proches les uns des autres (cylindres A1/B8 ou A4/B10 par exemple). Néanmoins, ces mêmes modes sont bien dissociés dans le plan (p_3, p_4) . L'utilisation conjointe des harmoniques d'ordre 1 et 4 permet donc bien de discriminer les différents modes de fonctionnement du moteur. Dans le plan (p_3, p_4) , les modes défectueux correspondant aux cylindres situés côté accouplement (cylindres A1, B1, A2, et B2) sont regroupés autour du mode normal. À l'inverse, les modes défectueux correspondant aux cylindres situés côté distribution (cylindres A9, B9, A10 et B10) sont éloignés du mode normal. En effet, du fait de la déformée modale du premier mode de torsion du vilebrequin, l'amplitude de l'harmonique d'ordre 4 est moins affectée en conditions défectueuses pour les cylindres côté accouplement.

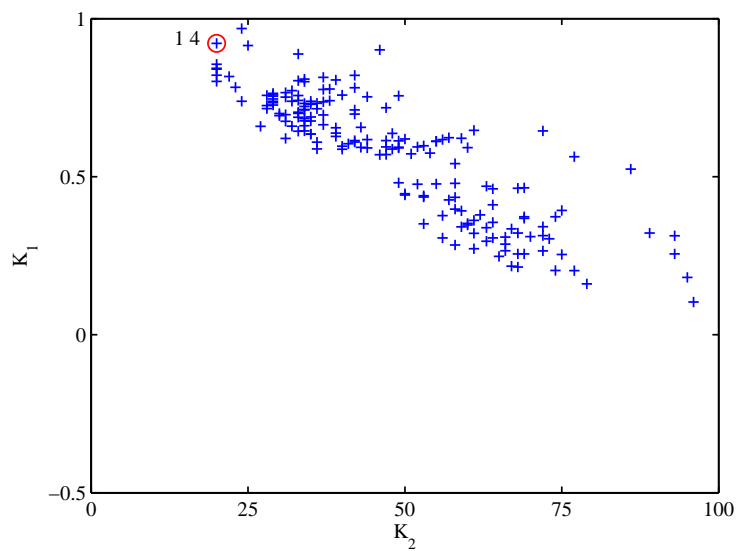


(a) $\beta = 1$

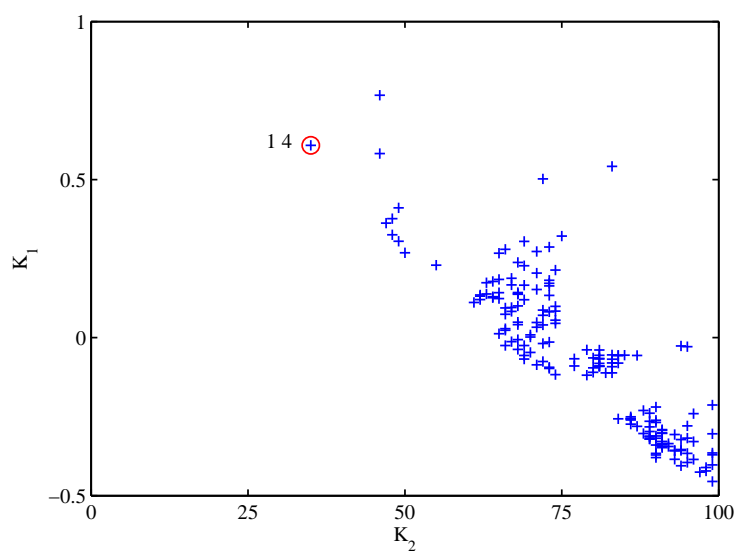


(b) $\beta = 0,35$

Figure 11.6 – Évaluation des sous-espaces en phase de détection.

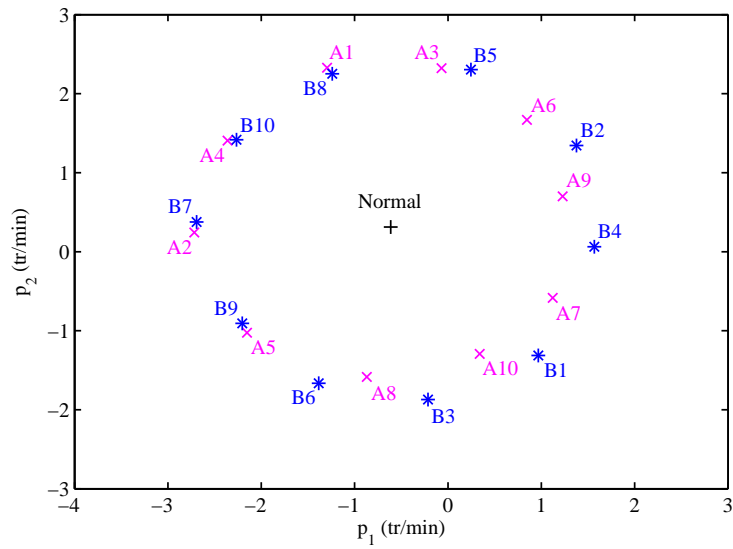


(a) $\beta = 1$

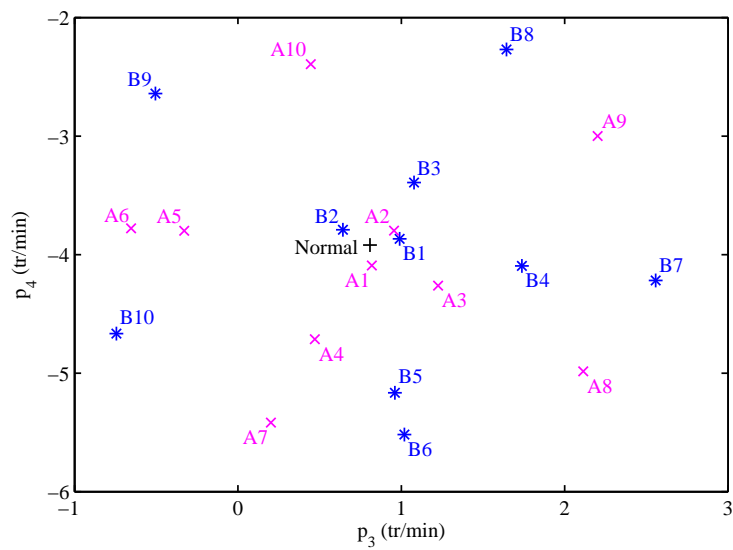


(b) $\beta = 0,35$

Figure 11.7 – Évaluation des sous-espaces en phase de localisation.



(a) Ordre 1; $p_1 = \mathbf{R}(c_1)$ et $p_2 = \mathbf{I}(c_1)$



(b) Ordre 4; $p_3 = \mathbf{R}(c_4)$ et $p_4 = \mathbf{I}(c_4)$

Figure 11.8 – Sous-espace optimal ($\beta = 1$).

11.4 Résultats

11.4.1 Résultats de simulations

Le but de ces simulations est d'une part de finaliser la structure des réseaux et d'autre part d'évaluer leurs performances. Ces deux étapes sont liées puisque le nombre de neurones de la couche cachée est déterminé à partir des capacités de généralisation des réseaux.

Phase de détection

Les paramètres du réseau sont ajustés à l'aide d'une base d'apprentissage constituée de 100 exemples en condition normale et de 100 exemples en conditions défectueuses. Les performances du réseau sont évaluées à l'aide d'une seconde base dite d'évaluation constituée de 10 fois plus d'exemples. Cette procédure est répétée pour différents niveaux de dégradation des cylindres défectueux et pour différentes structures de réseaux. La couche cachée contient de 2 à 64 neurones.

La figure 11.9(a) montre l'évolution du taux de classification² en fonction du nombre de neurones de la couche cachée. Les performances du réseau sont maximales lorsque le nombre de neurones de la couche cachée est de 16. Cette structure est retenue par la suite.

La figure 11.9(b) montre l'évolution du taux de classification en fonction du niveau de dégradation. Les performances du réseau se dégradent lorsque le niveau de dégradation diminue. En imposant un taux de classification supérieur à 95 %, le seuil de détection est alors de $\beta_{min} = 0,25$. Ce niveau de dégradation équivaut à une pression maximale de 100 bars (au lieu de 110 bars) et à une pression moyenne indiquée de 14 bars (au lieu de 16 bars) (voir figure 11.2).

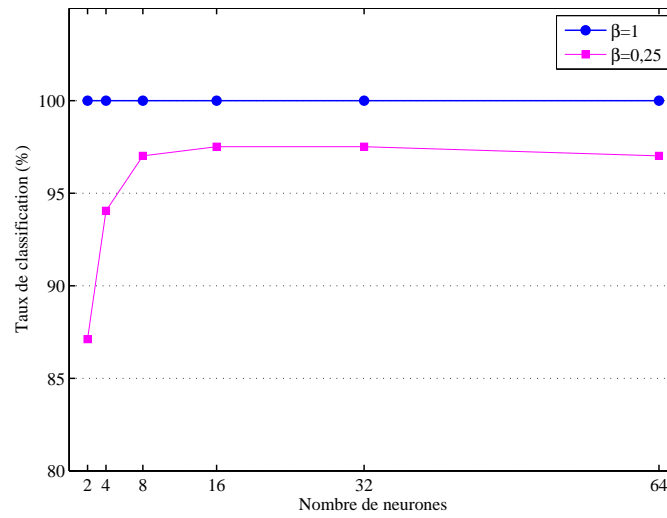
La figure 11.9(c) montre l'évolution du taux de classification en fonction du niveau de dégradation pour les exemples avec cylindre A2 défectueux et cylindre A8 défectueux. Le cylindre A2 est proche de l'accouplement tandis que le cylindre A8 est proche de l'extrémité libre du vilebrequin. Le taux de classification est tout d'abord de 100 % puis se dégradent à partir de $\beta = 0,4$ pour le premier cylindre au lieu de $\beta = 0,2$ pour le second. Ce phénomène s'explique par le fait que l'harmonique d'ordre 4 est moins sensible aux cylindres proches de l'accouplement. En effet, la fréquence de l'harmonique d'ordre 4 coïncide quasiment avec la première fréquence de résonance du vilebrequin dont le mode de déformation présente un nœud à proximité de l'accouplement. Par conséquent, la détection de dysfonctionnement des cylindres côté accouplement est plus délicate.

Phase de localisation

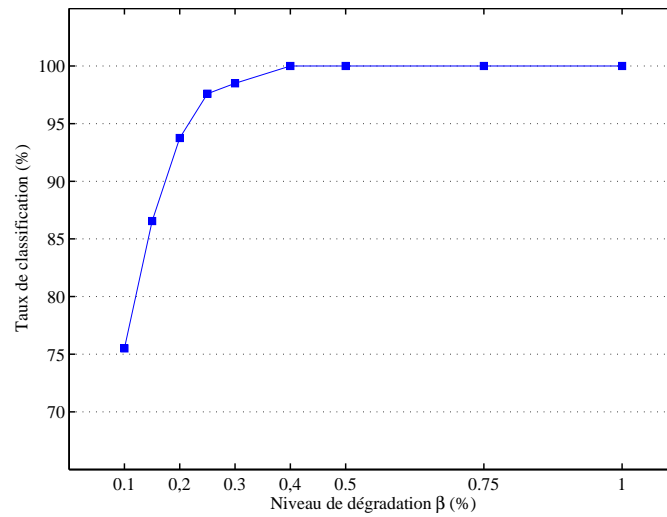
Une procédure similaire est conduite en phase de localisation. Les paramètres du réseau sont ajustés à l'aide d'une base d'apprentissage constituée de 200 exemples en conditions défectueuses. Les performances du réseau sont ensuite évaluées à l'aide d'une seconde base constituée de 10 fois plus d'exemples. Le niveau de dégradation des cylindres défectueux est compris entre $\beta_{min} = 0,25$ et $\beta_{max} = 1$.

La figure 11.10 montre l'évolution du taux de classification en fonction du nombre

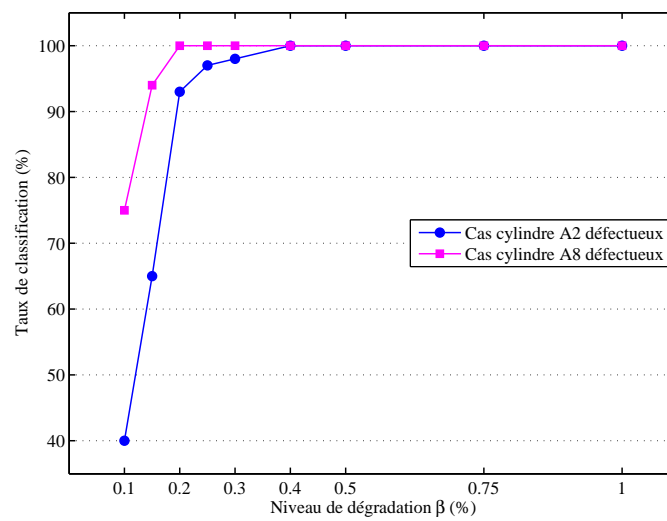
2. Pourcentage d'exemples de la base d'évaluation correctement classés.



(a)



(b)



(c)

Figure 11.9 – Performances en phase de détection.

de neurones de la couche cachée. Les performances du réseau sont maximales lorsque le nombre de neurones de la couche cachée est de 8. Le taux de classification est alors supérieur à 98 %. Cette structure est retenue par la suite.

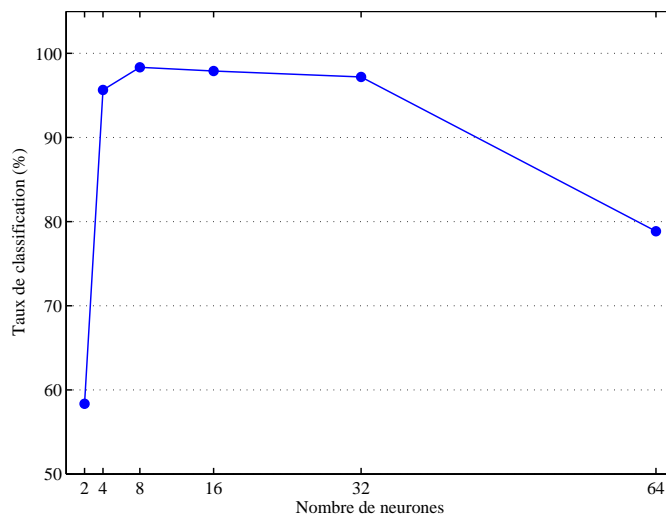


Figure 11.10 – Performances en phase de localisation.

11.4.2 Résultats expérimentaux

Les réseaux « entraînés » à partir de simulations sont maintenant appliqués au diagnostic du moteur de GEUS d'étude.

Très peu de données sont néanmoins disponibles pour tester les réseaux en situations réelles. Deux campagnes d'acquisition ont été effectuées en 2005 et en 2007. Cependant, peu d'essais ont pu être réalisés en conditions défectueuses. De plus, de deux à quatre cylindres ont souvent été dégradés simultanément. Ces configurations ne rentrent pas dans le champ d'application des réseaux puisque l'étude s'est restreinte au cas où seul un cylindre sur vingt est susceptible de fonctionner anormalement.

Remarque : Plusieurs cylindres ont été dégradés simultanément au cours de la campagne d'acquisition de 2005 afin d'obtenir différentes conditions de fonctionnement du moteur à partir d'un seul essai (« faire d'une pierre deux coups »). *A posteriori*, ce choix paraît peu judicieux.

Finalement, quatre configurations, dont deux en condition normale et deux en conditions défectueuses, sont retenues :

- Campagne d'acquisition de 2005
 1. Condition normale
 2. Condition défectueuse : dérèglement des pompes d'injection des cylindres A6 (80 %) et A4 (50 %)
- Campagne d'acquisition de 2007
 3. Condition normale
 4. Condition défectueuse : détarage de l'injecteur du cylindre A6 (-40 bars)

Phase de détection

De bons résultats sont obtenus en phase de détection. Le réseau parvient à classer correctement les quatre configurations soit en condition normale soit en condition défectueuse (voir tableau 11.1). Les fluctuations de vitesse du vilebrequin mesurées sont bien identifiées comme des signatures résultant d'un fonctionnement normal ou anormal du moteur. D'avantages de données seraient souhaitables afin d'évaluer les performances de détection du réseau d'un point de vue statistique, par le biais de matrices de confusion par exemple.

Tableau 11.1 – Résultats expérimentaux en phase de détection.

	Classification du réseau	
	Condition normale	Condition défectueuse
Condition normale (2005)	✓	
Condition normale (2007)	✓	
Déréglage des pompes d'injection		✓
Détarage des injecteurs		✓

À titre comparatif, il est à noter que les indicateurs globaux standards³ sont peu sensibles aux défauts générés. On relève cependant une augmentation de l'ordre de 5 à 10 % de la valeur efficace du signal de vitesse en conditions défectueuses (voir figure 11.11). Ces altérations sont néanmoins fortement susceptibles de varier en fonction de la localisation du cylindre défectueux. La phase de détection est peu évidente à partir de ce seul indicateur. L'établissement de seuil de franchissement est en effet délicat sans connaissance *a priori* du système mécanique.

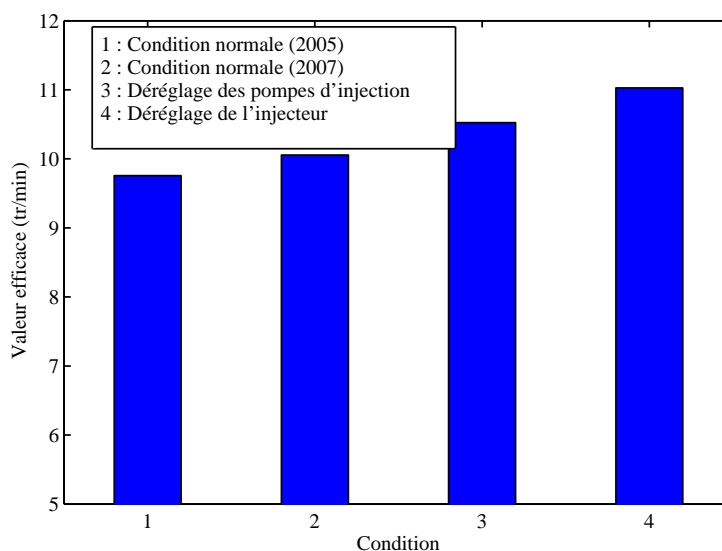


Figure 11.11 – Valeurs efficaces des fluctuations de vitesse du vilebrequin.

3. Indicateurs globaux couramment employés dans le cadre d'une maintenance préventive de machines tournantes [Boulenger et Pachaud, 2007].

Phase de localisation

Les résultats obtenus en phase de localisation sont partagés. Ceux-ci dépendent du type de défaut :

Défaut de pompe d'injection

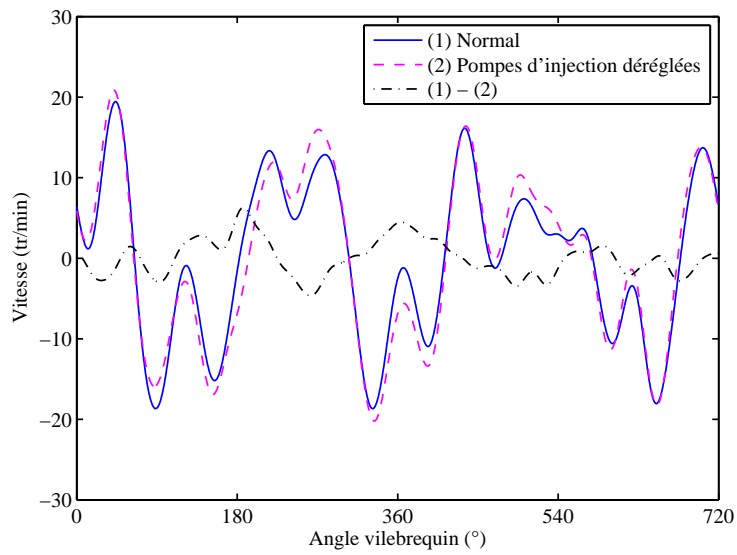
Les pompes d'injection des cylindres A6 et A4 ont été dérégées simultanément. Les quantités de carburant injectées ont respectivement été réduites de 80 % et de 50 %. Les résultats obtenus pour ce type de défaut sont très encourageants. Malgré la dégradation simultanée des deux cylindres, le réseau parvient à identifier le cylindre A6 comme défectueux. La dégradation importante de ce cylindre semble prédominer et couvrir celle du cylindre A4. Un troisième réseau est utilisé afin de quantifier la sévérité du défaut. La base d'apprentissage est constituée de quatre classes correspondant à quatre niveaux de dégradation du cylindre A6 : 25%, 50 %, 75 % et 100 %. Le défaut est alors estimé à un niveau de 75 % ce qui paraît cohérent vis-à-vis de la dégradation réelle du cylindre A6. Finalement, le diagnostic du cylindre A6 est complet : détection, localisation et quantification de la sévérité du défaut. La figure 11.12 montre les fluctuations de vitesse du vilebrequin mesurées et simulées en conditions défectueuses. Une signature identique se dégage malgré un bruit important. Cette signature est représentative d'un dysfonctionnement du cylindre A6. La figure 11.13 montre en effet que la corrélation entre les signaux mesurés et simulés est maximale lorsque le cylindre A6 est supposé défectueux confirmant ainsi les résultats de classification obtenus à partir des réseaux de neurones.

Dans le but d'identifier la dégradation du cylindre A4, un réseau a été entraîné à partir d'une base d'apprentissage constituée d'exemples avec deux cylindres défectueux dont le cylindre A6 à 75 % par défaut. Malheureusement, les résultats obtenus ne se sont pas avérés concluants.

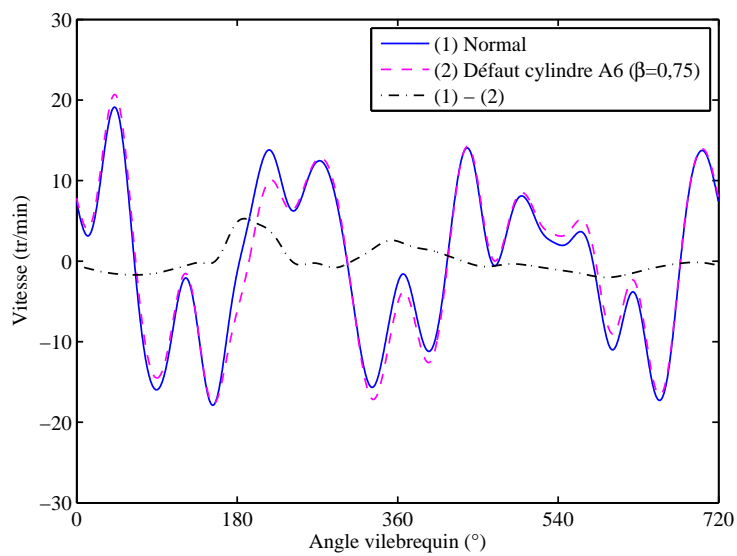
Défaut d'injecteur

La pression d'ouverture de l'injecteur du cylindre A6 a été réglée à 210 bars au lieu de 250 bars. Les résultats obtenus pour ce type de défaut sont moins satisfaisants. Le réseau ne parvient pas systématiquement à identifier le cylindre A6 comme défectueux. La classification du réseau est incertaine d'une simulation à une autre (répétition de la phase d'apprentissage). Les exemples de la base d'apprentissage semblent ne pas être suffisamment représentatifs des signatures du vilebrequin pour ce type de défaut. La forme obtenue lors du détarage de l'injecteur du cylindre A6 se situe en effet dans une zone limitrophe pour laquelle le « mappage » du réseau est indécis. Ces résultats peuvent s'expliquer par les raisons suivantes :

- Les défauts de combustion sont simulés en réduisant l'amplitude maximale de la pression cylindre. Cependant, le détarage de l'injecteur pourrait non seulement affecter l'intensité de la combustion mais également le phasage. La façon dont est simulée la courbe de pression pourrait ne pas être valide pour ce type de défaut. Une solution idéale serait de disposer de relevés de pression cylindre en conditions défectueuses afin de simuler plus exactement les réponses angulaires du vilebrequin.
- De plus, le détarage de l'injecteur est seulement de quelques bars (15 %). La sévérité du défaut, et par conséquent la signature de vitesse qui en résulte, pourrait ne pas



(a) Signaux mesurés



(b) Signaux simulés

Figure 11.12 – Fluctuations de vitesse du vilebrequin mesurées et simulées en conditions défectueuses.

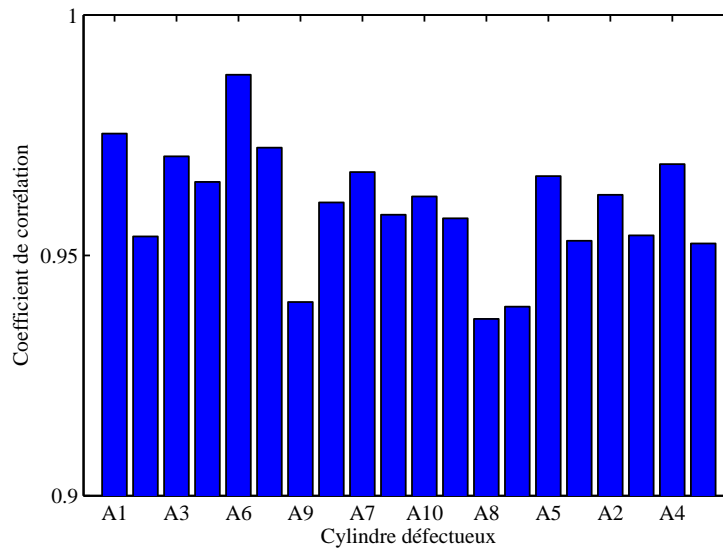


Figure 11.13 – Coefficient de corrélation calculé entre le signal mesuré (déréglage des pompes d'injection) et le signal simulé en condition défectueuse pour chacun des vingt cylindres.

être suffisamment significative pour identifier correctement le cylindre défectueux.

De manière générale, les résultats obtenus en phase opérationnelle des réseaux sont prometteurs et montrent la pertinence d'une mesure des fluctuations de vitesse du vile-brequin pour la surveillance et le diagnostic du moteur diesel. Des essais supplémentaires méritent d'être entrepris dans le but de confirmer et d'approfondir la méthode proposée.

Sixième partie
Conclusion générale

L'OBJECTIF de cette thèse était de tester la faisabilité d'un système de surveillance des moteurs diesel équipant les groupes électrogènes de secours de centrales nucléaires à partir d'une mesure des fluctuations de vitesse du vilebrequin. Ce travail s'est focalisé sur un moteur d'étude de forte puissance constitué de vingt cylindres. Malgré les difficultés imposées par le nombre élevé de cylindres, nous avons montré le potentiel d'une telle mesure. Du fait de l'excitation des premiers modes de torsion du vilebrequin, la réponse angulaire du système présente des signatures distinctes en fonction des conditions de fonctionnement du moteur. À partir de ce constat, nous avons proposé un système de surveillance basé sur une reconnaissance de formes de ces signatures. Les formes de référence ont été obtenues à partir de simulations, et non à partir d'essais expérimentaux, constituant ainsi la principale originalité de cette thèse. La méthode proposée s'appuie d'une part sur une connaissance *a priori* du système étudié par le biais d'un modèle mécanique et d'autre part sur une automatisation de la procédure de diagnostic par le biais de réseaux de neurones. Bien que nous disposions de peu de données expérimentales, nous avons montré que la détection et la localisation de défauts de combustion ainsi que la quantification de la sévérité du défaut sont envisageables à partir d'une mesure de vitesse.

Dans la partie II, nous avons décrit l'architecture et le principe de fonctionnement du moteur. Nous avons décrit plus amplement le processus de combustion puisque celui-ci conditionne les performances du moteur. De nombreux sous-systèmes sont impliqués dans son déroulement et par conséquent de nombreuses défaillances sont susceptibles d'en affecter la qualité. Suite aux retours d'expérience, nous avons restreint l'étude à l'analyse des modes de défaillances des systèmes d'injection et de distribution. Nous avons ensuite justifié le choix d'une mesure de vitesse angulaire du vilebrequin dans le cadre de cette application. Une surveillance complète du moteur est possible à l'aide d'une instrumentation restreinte. Les fluctuations de vitesse du vilebrequin sont en effet sensibles aux combustions successives de chacun des cylindres. Enfin, nous avons effectué une synthèse bibliographique des méthodes de diagnostic basées sur une telle mesure. Peu de travaux ont été entrepris sur des moteurs comportant plus de six cylindres. Le nombre élevé de cylindres ainsi que les dimensions imposantes du moteur compliquent considérablement l'analyse. Tout d'abord, les phases de compression/combustion se recouvrent partiellement. Ensuite, les ondes de déformation en torsion du système se superposent au déplacement du vilebrequin en tant que corps rigide.

Dans la partie III, nous avons effectué une préanalyse du signal dans le contexte cyclostationnaire. Le signal acquis dans le domaine temporel a tout d'abord été re-échantillonné *a posteriori* dans le domaine angulaire. Celui-ci a ensuite été décomposé en une contribution périodique par rapport au cycle du moteur et une contribution résiduelle. Nous avons montré que seule la première contribution porte une information utile au diagnostic. La seconde contribution ne contient pas de périodicité cachée par rapport au cycle du moteur et semble être liée à un bruit de mesure. Contrairement au signal vibratoire de la structure, le signal de vitesse du vilebrequin ne possède pas de propriétés de cyclostationnarité à l'ordre deux. Ainsi, seule la contribution périodique extraite par moyennage synchrone a été analysée par la suite. Cette contribution a également été filtrée passe-bas à 250 Hz puisque l'énergie du signal est principalement concentrée dans ses vingt premiers harmoniques.

Étant donnée la complexité de l'étude, le diagnostic du moteur paraît difficile sans connaissance *a priori* du système. C'est pourquoi, dans la partie IV, nous avons modélisé les fluctuations de vitesse du vilebrequin. Le comportement dynamique du vilebrequin

a été modélisé à l'aide d'un système discret constitué d'inerties en rotation reliées entre elles par des ressorts de torsion. Les inerties ont été supposées constantes par rapport à la position angulaire. L'amortissement du système a été supposé visqueux et proportionnel. Les couples d'excitation appliqués au vilebrequin ont été modélisés à l'aide d'un modèle phénoménologique de la combustion. Certains des paramètres du modèle ont été optimisés afin de reproduire au mieux la réponse du vilebrequin. Malgré les nombreuses hypothèses simplificatrices considérées, de bons résultats de simulation ont été obtenus. Cette procédure a été dupliquée dans le cas d'un second moteur et a conduit à des résultats similaires. L'analyse du modèle montre que les contributions des cylindres situés à proximité de l'accouplement sont de plus faibles amplitudes que celles des cylindres situés du côté opposé. Les modes de déformation en torsion du système présentent en effet un nœud commun à l'extrémité du vilebrequin côté accouplement.

La partie V a été consacrée au diagnostic du moteur. Ce diagnostic inclut la détection et la localisation de défaut de combustion ainsi que la quantification de la sévérité du défaut. Les déformations du signal en conditions défectueuses de fonctionnement dépendent non seulement de l'angle d'injection du cylindre en défaut mais aussi de sa localisation par rapport aux nœuds et aux ventres des modes propres de torsion du système. Aussi, nous avons proposé un système de surveillance basé sur la reconnaissance de formes de la réponse du vilebrequin. Le réseau de neurones artificiels de type perceptron multicouches a été choisi du fait de sa robustesse vis-à-vis du bruit. Ce dernier requiert au préalable une phase d'apprentissage durant laquelle des formes représentatives des divers modes de fonctionnement du moteur lui sont présentées en exemple. Comme il est peu réaliste d'obtenir toutes ces formes de référence à partir d'essais expérimentaux, nous avons suggéré de les générer par le biais du modèle précédemment établi. La simulation permet ainsi d'obtenir un nombre suffisant d'exemples pour l'apprentissage du réseau. Le vecteur de forme est constitué des premiers coefficients de Fourier du signal. Un bruit aléatoire additif, représentatif des variabilités de formes pour un même mode de fonctionnement, a été introduit afin d'améliorer les performances de reconnaissance du réseau en termes de capacité de généralisation. Les défauts de combustion ont été simulés en réduisant la pression maximale de combustion de l'un des vingt cylindres. Nous avons ensuite montré par le biais de simulations que la détection de dysfonctionnements est plus délicate côté accouplement que côté distribution. Néanmoins, la détection reste possible tant que la pression maximale chute de plus de 10 %. Nous avons enfin testé les réseaux entraînés à partir de simulations en situation réelle. Les résultats obtenus sont encourageants en particulier dans le cas d'un défaut de pompe d'injection. Le défaut généré, provoquant une réduction de la quantité de carburant introduite dans le cylindre de l'ordre de 80 %, a été correctement détecté, localisé et quantifié.

Nous sommes conscients que ce travail constitue une première étape par rapport à l'objectif fixé qui consistait à concevoir un système de surveillance des moteurs diesel de groupes électrogènes. Néanmoins, nous espérons que cette contribution permettra de mener à bien le projet. De nouveaux essais expérimentaux seraient notamment nécessaires afin de confirmer et d'approfondir les résultats obtenus. Les pompes d'injection de divers cylindres pourraient être dégradées consécutivement à différents niveaux de dégradation afin d'évaluer les performances des réseaux en phase opérationnelle. La méthode proposée est également fortement dépendante de la qualité de simulation du modèle. Certaines hypothèses telles que la constance des inerties ou la proportionnalité des amortissements pourraient être reconsidérées afin d'améliorer la modélisation du comportement dyna-

mique du vilebrequin. De même, un modèle plus complet de la combustion pourrait être envisagé afin de prédire la forme de la courbe de pression en fonction des dérèglages du moteur.

Finalement, nous espérons avoir montré au travers de ce travail l'intérêt de l'utilisation conjointe d'outils de traitement du signal (ou d'aide à la décision) et de modèles physiques du système mécanique. Ces deux aspects ne doivent pas être dissociés afin de parvenir à un diagnostic complet et fiable du système étudié.

Bibliographie

Bibliographie

- [Andersson et McKelvey, 2004] ANDERSSON, I. et MCKELVEY, T. (2004). A system inversion approach on a crankshaft of an internal combustion engine. *In 43rd IEEE Conference on Decision and Control*, Nassau, Bahamas.
- [Antoni, 2000] ANTONI, J. (2000). *Apports de l'échantillonnage angulaire et de la cyclostationnarité au diagnostic par analyse vibratoire des moteurs thermiques*. Thèse de doctorat, Institut National de Polytechnique de Grenoble.
- [Antoni, 2007] ANTONI, J. (2007). Cyclic spectral analysis in practice. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21:597–630.
- [Antoni, 2009] ANTONI, J. (2009). Cyclostationarity by examples. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23:987–1036.
- [Antoni et al., 2004] ANTONI, J., BONNARDOT, F., RAAD, A. et BADAOU, M. E. (2004). Cyclostationary modelling of rotating machine vibration signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 18:1285–1314.
- [Antoni et al., 2002a] ANTONI, J., DANIERE, J. et GUILLET, F. (2002a). Effective vibration analysis of ic engines using cyclostationarity. part i - a methodology for condition monitoring. *Journal of Sound and Vibration*, 257(5):815–837.
- [Antoni et al., 2002b] ANTONI, J., DANIERE, J. et GUILLET, F. (2002b). Effective vibration analysis of ic engines using cyclostationarity. part ii - new results on the reconstruction of the cylinder pressures. *Journal of Sound and Vibration*, 257(5):839–856.
- [Azzoni et al., 1995] AZZONI, P., CANTONI, G., MINELLI, G., MORO, D., RIZZONI, G., CECCARANI, M. et MAZZETTI, S. (1995). Measurement of engine misfire in the lamborghini 533 v-12 engine using crankshaft speed fluctuations. *SAE paper n°950837*.
- [Azzoni et al., 1999] AZZONI, P., MINELLI, G., MORO, D., FLORA, R. et SERRA, G. (1999). Indicated and load torque estimation using crankshaft angular velocity measurement. *SAE paper n°1999-01-0543*.
- [Azzoni et al., 1996] AZZONI, P., MORO, D., PORCEDDU-CILIONE, C. et RIZZONI, G. (1996). Misfire detection in a high-performance engine by the principal component analysis approach. *SAE paper n°960622*.

- [Barba *et al.*, 1999] BARBA, C., BURKHARDT, C., BOULOUCHOS, K. et BARGENDE, M. (1999). An empirical model for precalculating the combustion rate of the common rail diesel engine for passenger cars. *Motortechnische Z.*, 60(4):262–270.
- [Bennett, 1958] BENNETT, W. (1958). Statistics of regenerative digital transmission. *Bell Systems Technical Journal*, 37:1501–1542.
- [Boashash, 1992a] BOASHASH, B. (1992a). Estimating and interpreting the instantaneous frequency of a signal - part i : Fundamentals. *Proceedings of the IEEE*, 80(4):520–538.
- [Boashash, 1992b] BOASHASH, B. (1992b). Estimating and interpreting the instantaneous frequency of a signal - part ii : Algorithms and applications. *Proceedings of the IEEE*, 80(4):540–568.
- [Bonnardot, 2004] BONNARDOT, F. (2004). *Comparaison entre les analyses angulaires et temporelles des signaux vibratoires de machines tournantes. Etude du concept de cyclostationnarité floue*. Thèse de doctorat, Institut National de Polytechnique de Grenoble.
- [Bonnardot *et al.*, 2005] BONNARDOT, F., BADAOU, M. E., RANDALL, R., DANIÈRE, J. et GUILLET, F. (2005). Use of the acceleration signal of a gearbox in order to perform angular resampling (with limited speed fluctuation). *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19:766–785.
- [Boulenger et Pachaud, 2007] BOULENGER, A. et PACHAUD, C. (2007). *Analyse vibratoire en maintenance - Surveillance et diagnostic des machines*. Dunod 3e édition.
- [Boyles et Gardner, 1983] BOYLES, R. et GARDNER, W. (1983). Cycloergodic properties of discrete parameter nonstationary stochastic process. *IEEE Transactions on Information Theory*, 29:105–114.
- [Braun et Seth, 1980] BRAUN, S. et SETH, B. (1980). Analysis of repetitive mechanism signatures. *Journal of Sound and Vibration*, 70(4):513–526.
- [Brown et Neill, 1992] BROWN, T. et NEILL, W. (1992). Determination of engine cylinder pressures from crankshaft speed fluctuations. *SAE paper n°920463*.
- [Brun, 1981] BRUN, R. (1981). *Science et technique du moteur diesel industriel et de transport*. Editions TECHNIP.
- [Capdessus *et al.*, 2000] CAPDESSUS, C., SIDAHMED, M. et LACOUME, J. (2000). Cyclostationary processes : Application in gear faults early diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 14:371–385.
- [Castellini *et al.*, 2006] CASTELLINI, P., MARTARELLI, M. et TOMASINI, E. (2006). Laser doppler vibrometry : Development of advanced solutions answering to technology's needs. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(6):1265–1285.
- [Charbonnier, 1990] CHARBONNIER, M. (1990). *Diagnostic des dysfonctionnements du moteur diesel par analyse de la vitesse de rotation du vilebrequin*. Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.
- [Charles *et al.*, 2009] CHARLES, P., SINHA, J., GU, F., LIDSTONE, L. et BALL, A. (2009). Detecting the crankshaft torsional vibration of diesel engines for combustion related diagnosis. *Journal of Sound and Vibration*, 321:1171–1185.
- [Citron *et al.*, 1989] CITRON, S., O'HIGGINS, J. et CHEN, L. (1989). Cylinder by cylinder engine pressure and pressure torque waveform determination utilizing speed fluctuations. *SAE paper n°890486*.

- [Connolly et Yagle, 1994] CONNOLLY, F. et YAGLE, A. (1994). Modeling and identification of the combustion pressure process in internal combustion engines. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 8(1):1–19.
- [Cristalli et al., 2006] CRISTALLI, C., PAONE, N. et RODRIGUEZ, R. (2006). Mechanical fault detection of electric motors by laser vibrometer and accelerometer measurements. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(6):1350–1361.
- [Darwin, 1859] DARWIN, C. (1859). *On the origin of species by means of natural selection or the preservation of favoured races in the struggle for life*. London : John Murray 1st edition.
- [Demuth et al., 2009] DEMUTH, H., BEALE, M. et HAGAN, M. (2009). *Neural network toolbox 6.0.3 user's guide*. The MathWorks.
- [Desbazeille et al., 2009a] DESBAZEILLE, M., RANDALL, R., GUILLET, F., BADAOU, M. E. et HOISNARD, C. (2009a). Détection et localisation de défauts de combustion d'un moteur vingt cylindres par analyse de la vitesse instantanée du vilebrequin et apprentissage de réseaux de neurones. *In Deuxième Congrès sur l'Ingénierie des Risques Industriels*, Reims, France.
- [Desbazeille et al., 2009b] DESBAZEILLE, M., RANDALL, R., GUILLET, F., BADAOU, M. E. et HOISNARD, C. (2009b). Fault detection and localization of a large diesel engine by analyzing the instantaneous crankshaft angular speed. *In The Sixth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies*, Dublin, Ireland.
- [Desbazeille et al., 2009c] DESBAZEILLE, M., RANDALL, R., GUILLET, F., BADAOU, M. E. et HOISNARD, C. (2009c). Identification of the crankshaft torsional properties of a large diesel engine from a single point measurement of angular speed. *In The Third International Conference on Integrity, Reliability and Failure*, Porto, Portugal.
- [Desbazeille et al., 2010] DESBAZEILLE, M., RANDALL, R., GUILLET, F., BADAOU, M. E. et HOISNARD, C. (2010). Model-based diagnosis of large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Article in Press.
- [Drew et Stone, 1997] DREW, S. et STONE, B. (1997). Case history - removal of speckle harmonics in laser torsional vibrometry. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 11(5):773–776.
- [Dybala et Radkowski, 2007] DYBALA, J. et RADKOWSKI, S. (2007). Geometrical method of selection of features of diagnostic signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21:761–779.
- [EDF, 2004] EDF (2004). *Règles d'essais périodiques des groupes électrogènes de secours (LHP/LHQ)*. Document EDF.
- [El-Badaoui et al., 2005] EL-BADAOU, M., DANIÈRE, J., F., F. G. et SERVIÈRE, C. (2005). Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine - part i : Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine by cyclic wiener filtering. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19:1209–1217.
- [Ewins, 2001] EWINS, D. (2001). *Modal testing : Theory, practice and application (2nd Ed.)*. Research Studies Press.
- [Fehrenbach, 1990] FEHRENBACH, H. (1990). Model-based combustion pressure computation through crankshaft angular acceleration analysis. *In 22nd International Symposium on Automotive Technology and Automation*.

- [Galindo *et al.*, 2005] GALINDO, J., LUJAN, J., SERRANO, J. et HERNANDEZ, L. (2005). Combustion simulation of turbocharger hsd diesel engines during transient operation using neural networks. *Applied Thermal Engineering*, 25:877–898.
- [Gardner, 1990] GARDNER, W. (1990). *Introduction to random processes*. McGraw-Hill, 2nd Ed.
- [Gatowski *et al.*, 1984] GATOWSKI, J., BALLE, E., CHUN, K., NELSON, F., EKCHIAN, J. et HEYWOOD, J. (1984). Heat release analysis of engine pressure data. *SAE paper n°841359*.
- [Genossar, 1992] GENOSSAR, M. (1992). *Spectral characterization of nonstationary processes*. Thèse de doctorat, Dept. of Electrical Engineering, Stanford University.
- [Geveci *et al.*, 2005] GEVECI, M., OSBURN, A. et FRANCKEK, M. (2005). An investigation of crankshaft oscillations for cylinder health diagnostics. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19:1107–1134.
- [Gladyshev, 1961] GLADYSHEV, E. (1961). Periodically correlated random sequences. *Soviet Mathematics Doklady*, 2:385–388.
- [Gladyshev, 1963] GLADYSHEV, E. (1963). Periodically and almost-periodically correlated random processes with continuous time parameter. *Theory of Probability and its Applications*, 8:173–177.
- [Goldberg, 1989] GOLDBERG, D. (1989). *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*. Addison-Wesley Longman Educational Publishers Inc, Boston, MA, USA.
- [Gu *et al.*, 1999] GU, F., JACOB, P. et BALLA, B. (1999). Non-parametric models in the monitoring of engine performance and condition. part 2 : Non-intrusive estimation of diesel engine cylinder pressure and its use in fault detection. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of automobile engineering*, 213(2): 135–143.
- [Gu *et al.*, 2006] GU, F., YESILYURT, I., LI, Y., HARRIS, G. et BALL, A. (2006). An investigation of the effects of measurement noise in the use of instantaneous angular speed for machine diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20:1444–1460.
- [Guibert, 2005] GUIBERT, P. (2005). Modélisation du cycle moteur : approche zéro-dimensionnelle. *Techniques de l'ingénieur*, BM2510.
- [Haddad et Pullen, 1974] HADDAD, S. et PULLEN, H. (1974). Piston slap as a source of noise and vibration in diesel engines. *Journal of Sound and Vibration*, 34(2):249–260.
- [Halliwell, 1996] HALLIWELL, N. (1996). The laser torsional vibrometer : A step forward in rotating machinery diagnostics. *Journal of Sound and Vibration*, 190(3):399–418.
- [Halliwell *et al.*, 1984] HALLIWELL, N., PICKERING, C. et EASTWOOD, P. (1984). The laser torsional vibrometer : A new instrument. *Journal of Sound and Vibration*, 93(4): 588–592.
- [Harris et Piersol, 2002] HARRIS, C. et PIERSOL, A. (2002). *Harris's shock and vibration handbook - fifth edition*. McGraw-Hill.
- [Heinein *et al.*, 1993] HEINEIN, N., BRYZIK, W., NICHOLS, C. et NICHOLS, A. (1993). Dynamic parameters for engine diagnostics : Effect of sampling. *SAE paper n°932411*.
- [Heywood, 1988] HEYWOOD, J. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill.

- [Hickling *et al.*, 1979] HICKLING, R., FELDMAIER, D. et SUNG, S. (1979). Knock-induced cavity resonances in open chamber diesel engines. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 65(6):1474–1479.
- [Higelin et Jaine, 2007] HIGELIN, P. et JAINE, T. (2007). Modélisation du cycle moteur : Moteur à allumage par compression. *Techniques de l'ingénieur*, BM2516.
- [Holland, 1992] HOLLAND, J. (1992). *Adaptation in natural and artificial systems*. MIT Press, Cambridge, MA, USA.
- [Hornik *et al.*, 1989] HORNIK, K., STINCHCOMBE, M. et WHITE, H. (1989). Multilayer feedforward networks are universal approximators. *Neural Networks*, 2(5):359–366.
- [Johnsson, 2006] JOHNSON, R. (2006). Cylinder pressure reconstruction based on complex radial basis function networks from vibration and speed signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(8):1923–1940.
- [Johnston et Shusto, 1994] JOHNSTON, P. et SHUSTO, L. (1994). Analysis of diesel engine crankshaft torsional vibrations. *SAE paper n°872540*.
- [Kiencke, 1999] KIENCKE, U. (1999). Engine misfire detection. *Control of Engineering Practice*, 7:203–208.
- [Kim et Li, 1995] KIM, T. et LI, J. (1995). Feedforward neural networks for fault diagnosis and severity assessment of a screw compressor. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 9(5):485–496.
- [Kimura *et al.*, 2001] KIMURA, J., KAI, R. et SHIBATA, S. (2001). Six-cylinder-in-line turbo-charged diesel engine crankshaft torsional vibration characteristics. *SAE paper n°2001-01-2719*.
- [Krieger et Borman, 1966] KRIEGER, R. et BORMAN, G. (1966). The computation of apparent heat release for internal combustion engines. *ASME paper n°66-WA/DGP-4*.
- [Lacoume *et al.*, 1997] LACOUME, J., AMBLARD, P. et COMON, P. (1997). *Statistiques d'ordre supérieur pour le traitement du signal*. Masson.
- [Leonhardt *et al.*, 1995] LEONHARDT, S., LUDWIG, C. et SCHWARZ, R. (1995). Real-time supervision for diesel engine injection. *Control Engine Practice*, 3(7):1003–1010.
- [Leonhardt *et al.*, 1999] LEONHARDT, S., MÜLLER, N. et ISERMANN, R. (1999). Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information. *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, 4(3):235–245.
- [Li *et al.*, 2005] LI, Y., GU, F., HARRIS, G., BALL, A., BENNETT, N. et TRAVIS, K. (2005). The measurement of instantaneous angular speed. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19:786–805.
- [Lida *et al.*, 1990] LIDA, K., AKISHINO, K. et KIDO, K. (1990). Imep estimation from instantaneous crankshaft torque variation. *SAE paper n°900617*.
- [Ligier et Baron, 2002] LIGIER, J. et BARON, E. (2002). *Acyclisme et vibrations. Applications aux moteurs thermiques et aux transmissions*. Editions Technip.
- [Mahon, 1992] MAHON, L. (1992). *Diesel generator handbook*. Butterworth-Heinemann (Oxford, Boston).
- [Martarelli *et al.*, 1998] MARTARELLI, M., REVEL, G. et SANTOLINI, C. (1998). On the use of laser doppler vibrometry for modal analysis : Analysis of the uncertainty associated to scanning systems calibration. *In 16th International Modal Analysis Conference*, volume 3243, pages 1750–1757.

- [Mauer, 1994] MAUER, G. (1994). Modeling and experimental validation of torsional crankshaft dynamics. *SAE paper n°940630*.
- [Max et Lacoume, 2000] MAX, J. et LACOUME, J. (2000). *Méthodes et techniques de traitement du signal*. Dunod 5e édition.
- [McCulloch et Pitts, 1943] MCCULLOCH, W. et PITTS, W. (1943). A logical calculus of the ideas immanent in nervous activity. *Bulletin of Mathematical Biophysics*, 5:115–133.
- [Mendes et al., 2008] MENDES, A., MEIRELLES, P. et ZAMPIERI, D. (2008). Analysis of torsional vibration in internal combustion engines : modelling and experimental validation. *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part K : Journal of Multi-body Dynamics*, 222(2):155–178.
- [Meuwisse et al., 1993] MEUWISSE, C., DESPUJOLS, A., DELBOS, J. et LEGER, B. (1993). Analyse des groupes électrogènes de secours des paliers cp1-cp2 : recherche des défaillances significatives et sélection des tâches de maintenance. Rapport technique, Document EDF.
- [Moghadas, 1986] MOGHADAS, S. (1986). *Diagnostic des moteurs à combustion interne par analyse de la vitesse instantanée de rotation*. Thèse de doctorat, Ecole National Supérieure des Arts et Métiers (Paris).
- [Monari, 1999] MONARI, G. (1999). *Sélection de modèle non linéaires par leave-one-out. Etude théorique et application des réseaux de neurones au procédé de soudage par points*. Thèse de doctorat, Université de Paris 6.
- [Moro et al., 2002] MORO, D., CAVINA, N. et PONTI, F. (2002). In-cylinder pressure reconstruction based on instantaneous engine speed signal. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 124(1):220–225.
- [Nakashima et al., 1999] NAKASHIMA, K., YAJIMA, Y. et SUZUKI, K. (1999). Approach to minimization of piston slap force for noise reduction - investigation of piston slap force by numerical simulation. *JSAE Review*, 20:211–216.
- [Nashif et al., 1985] NASHIF, A., JONES, D. et HENDERSON, J. (1985). *Vibration damping*. Wiley-Interscience.
- [Ostman et Toivonen, 2008] OSTMAN, F. et TOIVONEN, H. (2008). Active torsional vibration control of reciprocating engines. *Control Engineering Practice*, 16(1):78–88.
- [Piranda, 2001] PIRANDA, J. (2001). Analyse modale expérimentale. *Techniques de l'ingénieur*, R6180:2–29.
- [Polytec, 2005] POLYTEC (2005). 4000 series rotational vibrometer. Waldbronn, Germany.
- [Prechelt, 1997] PRECHELT, L. (1997). Early stopping - but when ? In *Neural Networks : Tricks of the Trade, volume 1524 of LNCS, chapter 2*, pages 55–69. Springer-Verlag.
- [Pruvost et al., 2009] PRUVOST, L., LECLÈRE, Q. et PARIZET, E. (2009). Diesel engine combustion and mechanical noise separation using an improved spectrofilter. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23:2072–2087.
- [Raad et al., 2008] RAAD, A., ANTONI, J. et SIDAHMED, M. (2008). Indicators of cyclostationarity : Theory and application to gear fault monitoring. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 22:574–587.
- [Rajakarunakaran et al., 2008] RAJAKARUNAKARAN, S., VENKUMAR, P., DEVARAJ, D. et RAO, K. S. P. (2008). Artificial neural network approach for fault detection in rotary system. *Applied Soft Computing*, 8:740–748.

- [Randall, 2001] RANDALL, R. (2001). Training neural networks for bearing diagnostics using simulated feature vectors. *In AI-MECH Symposium*, Gliwice, Poland.
- [Randall, 2009] RANDALL, R. (2009). The application of fault simulation to machine diagnostics and prognostics. *In The Sixteenth International Congress on Sound and Vibration*, Krakow, Poland.
- [Randall *et al.*, 2001] RANDALL, R., ANTONI, J. et CHOBSAARD, S. (2001). The relationship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostics of bearing faults and other cyclostationary machine signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(5):945–962.
- [Rayleigh, 1877] RAYLEIGH, L. (1877). *Theory of sound*. Dover Publications, New York.
- [Riedmiller et Braun, 1993] RIEDMILLER, M. et BRAUN, H. (1993). A direct adaptive method for faster backpropagation learning : the rprop algorithm. *Proceeding of the IEEE Conference on Neural Networks*, 1:586–591.
- [Rizzoni, 1989] RIZZONI, G. (1989). Diagnosis of individual cylinder misfires by signature analysis of crankshaft speed fluctuations. *SAE paper n°890884*.
- [Rosenblatt, 1958] ROSENBLATT, F. (1958). The perceptron : A probabilistic model for information storage and organization in the brain. *Psychological Review*, 65(6):386–408.
- [Rothberg *et al.*, 1989] ROTHBERG, S., BAKER, J. et HALLIWELL, N. (1989). Laser vibrometry : Pseudo-vibrations. *Journal of Sound and Vibration*, 135(3):516–522.
- [Rumelhart *et al.*, 1986] RUMELHART, D., HINTON, G. et WILLIAMS, R. (1986). Learning representations by back-propagating errors. *Nature*, 323:533–536.
- [SACM, 1981] SACM (1981). *Guide d'exploitation et d'entretien des groupes électrogènes de secours LHP-LHQ*. Document SACM.
- [Schaberg *et al.*, 1990] SCHABERG, P., PRIEDE, T. et DUTKIEWICZ, R. (1990). Effects of a rapid pressure rise on engine vibration and noise. *SAE paper n°900013*.
- [Schiefer *et al.*, 2003] SCHIEFER, D., MAENNEL, R. et NARDONI, W. (2003). Advantages of diesel engine control using in-cylinder pressure information for closed loop control. *SAE paper n°2003-01-0364*.
- [Smith et Koss, 1991] SMITH, R. et KOSS, L. (1991). The design of crankshaft vibration dampers. *Transactions of The Institution of Engineers, Australia, Mechanical Engineering*, 16(1):63–68.
- [Sood *et al.*, 1985] SOOD, A., FRIEDLANDER, C. B. et FAHS, A. (1985). Engine fault analysis : Part i-statistical methods. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 32(4):294–300.
- [Taraza, 2001] TARAZA, D. (2001). Statistical model and simulation of engine torque and speed correlation. *SAE paper n°2001-01-3686*.
- [Taraza *et al.*, 2001] TARAZA, D., HENEIN, N. et BRYZIK, W. (2001). The frequency analysis of the crankshaft's speed variation : A reliable tool for diesel engine diagnosis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123(2):428–432.
- [Thomas et Laville, 2007] THOMAS, M. et LAVILLE, F. (2007). *Simulation des vibrations mécaniques par Matlab, Simulink et Ansys*. Presses de l'Université du Québec.
- [Torredeme *et al.*, 1993] TORREDEME, S., CHAUMERLIAC, V., NUGLISCH, H.-J., CHAR-NAY, G. et BOVERIE, S. (1993). Caractérisations de la pression cylindre dans un moteur à allumage commandé à des fins de contrôle. *Entropie*, 29(174-75):21–29.

- [Tung et Crocker, 1982] TUNG, V. et CROCKER, M. (1982). Diesel engine noise and relationship to cylinder pressure. *SAE paper n°820237*.
- [Vapnik, 1998] VAPNIK, V. (1998). *Statistical learning theory*. Wiley, New York.
- [Vass *et al.*, 2008] VASS, J., SMID, R., RANDALL, R., SOVKA, P., CRISTALLI, C. et TORCIANTI, B. (2008). Avoidance of speckle noise in laser vibrometry by the use of kurtosis ratio : Application to mechanical fault diagnostics. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 22(3):647–671.
- [Vibe, 1970] VIBE, I. (1970). *Brennverlauf und kreisprozess von verbrennungsmotoren*. VEB-Verlag Technik, Berlin.
- [Werbos, 1974] WERBOS, P. (1974). *Beyond regression : new tools for prediction and analysis in the behavioral sciences*. Thèse de doctorat, Harvard University.
- [Williams, 1996] WILLIAMS, J. (1996). An overview of misfiring cylinder engine diagnostic techniques based on crankshaft angular velocity measurements. *SAE paper n°960039*.
- [Yang *et al.*, 2001] YANG, J., PU, L., WANG, Z., ZHOU, Y. et YAN, X. (2001). Fault detection in a diesel engine by analysing the instantaneous angular speed. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(3):549–564.
- [Yasar *et al.*, 2008] YASAR, H., SOYHAN, H., WALMSLEY, H., HEAD, B. et SORUSBAY, C. (2008). Double-wiebe function : An approach for single-zone hcci engine modeling. *Applied Thermal Engineering*, 28:1284–1290.
- [Zivanovic et Gardner, 1991] ZIVANOVIC, G. et GARDNER, W. (1991). Degrees of cyclostationarity and their application to signal detection and estimation. *Signal Processing*, 22(3):287–297.

Annexes

Paramètres du moteur

Tableau A.1 – Caractéristiques générales.

Fabricant	SACM ¹
Désignation	V20EZSHR
Dimensions L × l × h (m)	6 × 2,6 × 3,3
Puissance à l'accouplement à pleine charge (kW)	4121
Nombre de cylindres	20 en V à 50 °
Cylindrée totale (l)	204,4
Alésage des cylindres (mm)	240
Régime de rotation (tr/min)	1500
Fréquence de rotation (Hz)	25
Fréquence cyclique (Hz)	12,5

Tableau A.2 – Paramètres de combustion.

Intervalle d'injection (°AV)	22 et 50
Taux de suralimentation (bar)	2,47 à 2,90
Angle d'injection (°AV avant PMH)	30
Avance ouverture admission (°AV avant PMH)	60
Avance ouverture échappement (°AV avant PMB)	60
Retard fermeture admission (°AV après PMB)	36
Retard fermeture échappement (°AV après PMH)	75
Consommation spécifique (g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)	210
Pouvoir calorifique inférieur du carburant (kJ.kg ⁻¹)	42500

1. Anciennement Société Alsacienne de Construction Mécanique (aujourd'hui Wärtsilä).
2. Paramètre estimé à partir de plans.
3. Paramètre estimé à partir de modélisations numériques du vilebrequin.

Tableau A.3 – Paramètres de la cylindrée et de l'équipage mobile.

Cylindrée totale (l)	204,4
Cylindrée unitaire (l)	10,22
Alésage des cylindres (mm)	240
Rapport de compression volumétrique	12,5
Volume mort (l)	0.8887
Course côté bielle A (mm)	220
Course côté biellette B (mm)	235,45
Rayon de manivelle côté bielle A (mm)	110
Rayon de manivelle côté biellette B (mm)	118
Longueur bielle ² (mm)	580
Longueur biellette ² (mm)	410
Rapport bielle/manivelle côté A	5,3
Rapport biellette/manivelle côté B	3,5

Tableau A.4 – Paramètres de masses, d'inerties, de raideurs et d'amortissements.

Masse moteur nu et sec (kg)	31500
Masse vilebrequin (kg)	2100
Masse piston (kg)	28
Masse bielle (kg)	58,5
Masse biellette (kg)	14,5
Masse accouplement côté moteur (kg)	408
Masse accouplement côté alternateur (kg)	374
Masse volant côté moteur (kg)	485
Masse volant côté alternateur (kg)	410
Masse amortisseur partie intérieure (kg)	69
Masse amortisseur partie extérieure (kg)	413
Inertie vilebrequin ³ (kg.m ²)	66,6
Inertie accouplement côté moteur (kg.m ²)	277
Inertie accouplement côté alternateur (kg.m ²)	57
Inertie volant côté moteur (kg.m ²)	282
Inertie volant côté alternateur (kg.m ²)	455
Inertie amortisseur partie intérieure (kg.m ²)	0,75
Inertie amortisseur partie extérieure (kg.m ²)	23,7
Raideur amortisseur de vibrations (N.m.rad ⁻¹)	2.10 ⁶
Amortissement amortisseur de vibrations (N.m.s.rad ⁻¹)	5000

Rendement thermodynamique du cycle diesel idéal

Cette annexe détaille le calcul du rendement thermodynamique du cycle diesel idéal.

Les transformations subies par le fluide au cours du cycle théorique défini par Rudolf Diesel sont les suivantes (voir figure B.1) :

- O \rightarrow A : admission à pression constante,
- A \rightarrow B : compression isentropique (sans perte de chaleur),
- B \rightarrow C : combustion à pression constante,
- C \rightarrow D : détente isentropique,
- D \rightarrow A : échappement à volume constant.

Le fluide reçoit une quantité de chaleur Q_{BC} , libère une quantité de chaleur Q_{DA} et fournit un travail W . Par convention, les énergies reçues par le système sont positives et celles libérées par le système sont négatives :

$$Q_{BC} > 0, Q_{DA} < 0 \text{ et } W < 0 \quad (\text{B.1})$$

Le rendement thermodynamique du cycle est le rapport entre le travail fourni et la quantité de chaleur apportée au système :

$$\eta_{th} = \frac{|W|}{Q_{BC}} \quad (\text{B.2})$$

D'après le premier principe de la thermodynamique, la variation d'énergie d'un système fermé est égale à la quantité d'énergie échangée avec le milieu extérieur sous la forme de chaleur et de travail. Au bout d'un cycle, le système revient à son état initial. La variation d'énergie est nulle :

$$\Delta E = 0 = W + Q_{BC} + Q_{DA} \quad \text{et} \quad |W| = Q_{BC} - |Q_{DA}| \quad (\text{B.3})$$

Le rendement s'écrit alors :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_{DA}|}{Q_{BC}} \quad (\text{B.4})$$

La quantité de chaleur reçue et la quantité de chaleur cédée s'expriment en fonction des chaleurs massiques et des températures de la façon suivante :

$$\begin{aligned} Q_{BC} &= mc_p(T_C - T_B) \\ Q_{DA} &= mc_v(T_A - T_D) \end{aligned} \quad (\text{B.5})$$

Le rendement devient :

$$\eta_{th} = 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{T_A - T_D}{T_C - T_B} \quad \text{avec } \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{B.6})$$

γ est le coefficient polytropique. En utilisant les équations d'état des gaz parfaits au cours des diverses transformations (voir tableau B.1), on aboutit finalement à l'équation suivante :

$$r = 1 + \frac{1}{\gamma} \tau^{1-\gamma} \frac{1 - c^\gamma}{c - 1} \quad \text{avec } \tau = \frac{V_c}{V_B} \quad \text{et } c = \frac{V_A}{V_B} \quad (\text{B.7})$$

Tableau B.1 – Équations d'état du fluide au cours des diverses transformations du cycle diesel.

- Isobare BC :
$\frac{T}{V} = Cte \Rightarrow T_C = cT_B \quad \text{avec } c = \frac{V_C}{V_B}$
- Isentrope CD :
$TV^{\gamma-1} = Cte \Rightarrow T_D = \left(\frac{c}{\tau}\right)^{\gamma-1} T_C \quad \text{avec } \tau = \frac{V_A}{V_B}$
- Isentrope AB :
$TV^{\gamma-1} = Cte \Rightarrow T_A = \left(\frac{1}{\tau}\right)^{\gamma-1} T_B$

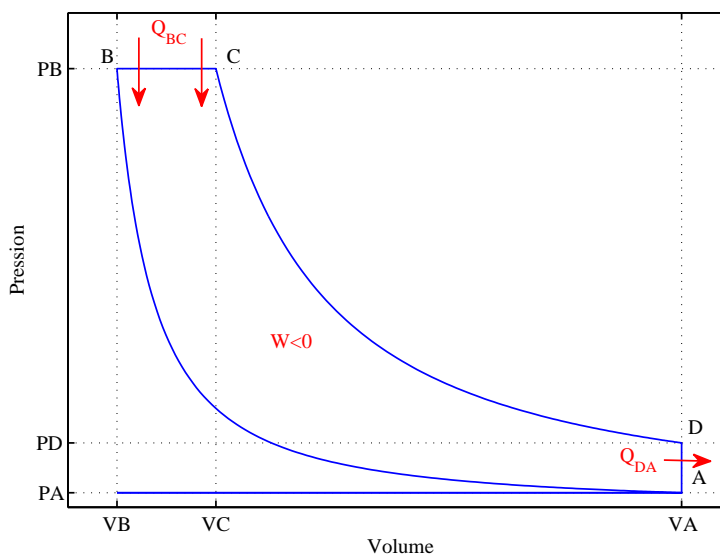


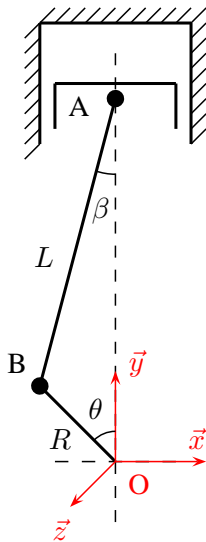
Figure B.1 – Diagramme de Clapeyron du cycle diesel idéal.

 Modélisation dynamique du vilebrequin rigide

Dans cette annexe, on modélise le comportement dynamique du vilebrequin avec l'hypothèse de rigidité infinie des éléments qui le composent. On s'intéresse tout d'abord au cas d'un moteur monocylindre puis au cas d'un moteur multicylindres.

C.1 Monocylindre

Le moteur monocylindre est constitué du système piston-bielle-manivelle schématisé sur la figure C.1. Les paramètres du modèle sont définis dans le tableau C.1.



$$\lambda = \frac{L}{R} \quad (\text{C.1})$$

$$\sin \beta = \frac{\sin \theta}{\lambda} \quad (\text{C.2})$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \quad (\text{C.3})$$

Figure C.1 – Système piston-bielle-manivelle.

La position angulaire de la manivelle s'exprime de la façon suivante :

$$\theta(t) = \omega_{rot}t + \xi(t) \quad (\text{C.4})$$

Tableau C.1 – Paramètres du système piston-bielle-manivelle de la figure C.1.

Symbole	Paramètre
θ	Angle vilebrequin
ω_{rot}	Pulsation angulaire moyenne
O	Point situé sur l'axe de rotation de la manivelle
A	Pied de bielle
B	Tête de bielle
L	Longueur de bielle
R	Rayon de manivelle
λ	Rapport entre la longueur de bielle et le rayon de manivelle
p	Pression cylindre
S	Surface du piston
m_p	Masse du piston
m_b	Masse de la bielle
j_m	Moment d'inertie de la manivelle par rapport à l'axe de rotation

La dérivée temporelle de l'expression (C.4) donne la vitesse angulaire $\dot{\theta}$ de la manivelle :

$$\dot{\theta}(t) = \omega_{rot} + \dot{\xi}(t) \quad \text{avec} \quad \bar{\xi} = \frac{1}{T} \int_0^T \dot{\xi}(t) dt = 0 \quad (\text{C.5})$$

$\dot{\xi}$ représente les fluctuations de vitesse autour de la composante continue ω_{rot} . T est la période du cycle moteur.

Cinématique du piston

La position du piston par rapport à l'origine O du repère fixe s'exprime de la façon suivante :

$$\begin{aligned} \overrightarrow{OA} &= y_p(\theta) \vec{y} \\ \text{avec } y_p(\theta) &= R \cos \theta + L \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \end{aligned} \quad (\text{C.6})$$

Pour la plupart des moteurs, le rapport bielle-manivelle λ est proche de 3. On peut donc supposer que le rapport $1/\lambda^2$ est proche de zéro et effectuer le développement limité suivant :

$$\left(1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}\right)^m \approx 1 - m \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2} \quad (\text{C.7})$$

On obtient alors l'expression approchée suivante :

$$y_p(\theta) \approx R \cos \theta + L \left(1 - \frac{1}{2} \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}\right) \quad (\text{C.8})$$

À partir du résultat précédent, on en déduit les expressions approchées de la vitesse

\dot{y}_p et de l'accélération \ddot{y}_p du piston :

$$\begin{aligned}\dot{y}_p(\theta) &= \frac{dy_p}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{dy_p}{d\theta} \dot{\theta} \\ &\approx -R\dot{\theta} \left(\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right)\end{aligned}\quad (\text{C.9})$$

$$\begin{aligned}\text{et } \ddot{y}_p(\theta) &= \frac{d\dot{y}_p}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{d\dot{y}_p}{d\theta} \dot{\theta} \\ &\approx -R\dot{\theta}^2 \left(\cos \theta + \frac{\cos 2\theta}{\lambda} \right)\end{aligned}\quad (\text{C.10})$$

Par la suite, on utilise les expressions approchées (C.8), (C.9) et (C.10).

Modélisation du piston et de la bielle

Pour simplifier l'analyse, l'ensemble {piston, bielle} est modélisé à l'aide de deux masses ponctuelles, l'une liée au piston (point A), l'autre liée au maneton (point B). La première est animée d'un mouvement alternatif et est notée m_{alt} . Elle est obtenue en sommant la masse du piston m_p et la masse alternative de la bielle m_{balt} . La seconde est animée d'un mouvement de rotation et est notée m_{rot} . Elle correspond à la masse rotative de la bielle m_{brot} . On a donc les relations suivantes :

$$m_{alt} = m_p + m_{balt} \quad (\text{C.11})$$

$$m_{rot} = m_{brot} \quad (\text{C.12})$$

Pour assurer l'équivalence avec la bielle réelle, le système à deux masses ponctuelles de la bielle (voir figure C.2) doit respecter certaines équivalences en termes de masse, de centre de gravité et d'inertie :

$$m_{balt} + m_{brot} = m_b \quad (\text{C.13})$$

$$m_{balt}L_A = m_{brot}L_B \quad (\text{C.14})$$

$$m_{balt}L_A^2 + m_{brot}L_B^2 = I_{Gz} \quad (\text{C.15})$$

I_{Gz} est le moment d'inertie de la bielle par rapport à son centre de gravité. L_A est la distance entre le centre de gravité et le pied de la bielle. L_B est la distance entre le centre de gravité et la tête de la bielle.

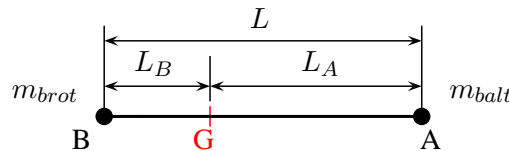


Figure C.2 – Modélisation de la bielle.

Ce système d'équations est surdimensionné. En pratique, seules les deux premières équations sont vérifiées. Après résolution, on obtient :

$$m_{balt} = \frac{L_B}{L} m_b \quad (\text{C.16})$$

$$m_{brot} = \frac{L_A}{L} m_b \quad (\text{C.17})$$

Généralement, pour la plupart des bielles, on considère que :

$$m_{balt} = \frac{1}{3}m_b \Rightarrow m_{alt} = m_p + \frac{m_b}{3} \quad (\text{C.18})$$

$$\text{et } m_{brot} = \frac{2}{3}m_b \Rightarrow m_{rot} = \frac{2}{3}m_b \quad (\text{C.19})$$

Remarque : Si l'erreur au niveau de la troisième équation (C.15) est trop importante, on peut adjoindre au modèle à deux masses ponctuelles une inertie supplémentaire.

Moments d'inertie

Moment d'inertie de la masse rotative de la bielle

Le moment d'inertie de la masse rotative par rapport à l'axe de rotation ($O\vec{z}$) est :

$$J_{rot} = m_{rot}R^2 \quad (\text{C.20})$$

À partir de l'expression (C.19), le moment d'inertie s'écrit de la façon suivante :

$$J_{rot} = \frac{2}{3}m_bR^2 \quad (\text{C.21})$$

Moment d'inertie de la manivelle

Il n'existe pas d'expression analytique pour calculer le moment d'inertie de la manivelle J_m par rapport à l'axe de rotation. Celui-ci peut être déterminé à partir d'une modélisation numérique de la manivelle.

Couple appliqué au système

Les sollicitations extérieures appliquées au système se décomposent en deux couples :

- le couple indiqué noté C_p dû à la pression des gaz,
- et le couple résistant noté C_r dû à la charge, aux frottements (segments du piston sur la chemise) et à l'entraînement des auxiliaires (arbre à cames et culbuterie, pompes,...).

Le couple total C_{tot} peut ainsi s'écrire :

$$C_{tot}(\theta) = C_p(\theta) - C_r(\theta) \quad (\text{C.22})$$

Par convention, le second terme porte un signe négatif puisqu'il s'oppose au mouvement du piston. Lorsque le système fonctionne en régime établi, on peut supposer que le couple résistant est constant et égal au couple indiqué moyen sur un cycle moteur :

$$C_{tot}(\theta) = C_p(\theta) - C_r \quad \text{avec} \quad C_r = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} C_p(\theta) d\theta \quad (\text{C.23})$$

Remarque : Le couple dû aux forces d'inerties des masses alternatives doit être vu comme une sollicitation interne au système.

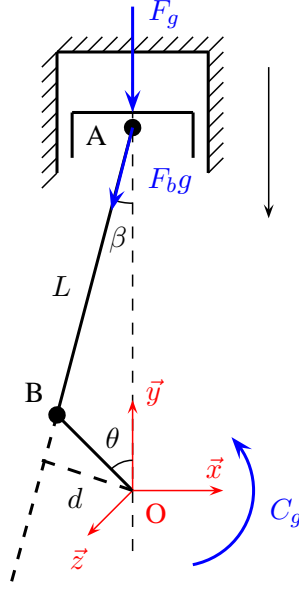


Figure C.3 – Couple indiqué.

Couple indiqué

Les variations de la pression p dans la chambre de combustion du cylindre induisent un effort s'exerçant sur la tête du piston :

$$F_p(\theta) = p(\theta)S \quad (\text{C.24})$$

Par projection, on en déduit l'effort normal subi par la bielle :

$$F_{bp}(\theta) = \frac{F_p(\theta)}{\cos \beta} = \frac{F_p(\theta)}{\sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}}} \quad (\text{C.25})$$

Le couple appliqué à la manivelle dépend de l'effort normal F_{bp} transmis par la bielle et du bras de levier d (voir figure C.3) :

$$\begin{aligned} C_p(\theta) &= dF_{bp}(\theta) \\ &= y_p(\theta) \sin \beta F_{bp}(\theta) \end{aligned} \quad (\text{C.26})$$

On obtient alors l'expression exacte du couple indiqué :

$$C_p(\theta) = p(\theta)SR \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\lambda \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}}} \right) \quad (\text{C.27})$$

En utilisant le développement limité de la relation (C.7), on obtient finalement l'expression approchée du couple indiqué :

$$C_p(\theta) \approx p(\theta)SR \left(\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right) \quad (\text{C.28})$$

Analyse dynamique

Théorème de l'énergie cinétique

On effectue l'analyse dynamique en rotation du système. Pour cela, on utilise le théorème de l'énergie cinétique :

$$\begin{aligned}\frac{dE_c}{dt} &= P_{tot} \\ \Rightarrow \frac{dE_c}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} &= C_{tot} \frac{d\theta}{dt} \\ \frac{dE_c}{d\theta} &= C_{tot}\end{aligned}\quad (\text{C.29})$$

E_c est l'énergie cinétique totale du système. P_{tot} et C_{tot} sont respectivement la puissance totale et le couple total fournis au système.

L'énergie cinétique totale du système est la somme de trois termes correspondant aux énergies cinétiques de la manivelle, de la masse rotative et de la masse alternative :

$$\begin{aligned}E_c &= \frac{1}{2}J_m\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_{rot}R^2\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_{alt}\dot{y}_p^2(\theta) \\ &= \frac{1}{2}\dot{\theta}^2 \left[J_m + m_{rot}R^2 + m_{alt}R^2 \left(\sin\theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right)^2 \right] = \frac{1}{2}\dot{\theta}^2 J_{eq}(\theta)\end{aligned}\quad (\text{C.30})$$

Elle fait apparaître un moment d'inertie équivalent J_{eq} fonction de la position angulaire θ de la manivelle. En appliquant le théorème de l'énergie cinétique, on obtient :

$$J_{eq}(\theta)\ddot{\theta} + \frac{1}{2}\dot{\theta}^2 \frac{dJ_{eq}(\theta)}{d\theta} = C_{tot}(\theta)\quad (\text{C.31})$$

soit à partir de l'expression (C.5) :

$$J_{eq}(\theta)\ddot{\theta} + \frac{1}{2} \left(\omega_{rot} + \dot{\xi}(t) \right)^2 \frac{dJ_{eq}(\theta)}{d\theta} = C_{tot}(\theta)\quad (\text{C.32})$$

Hypothèses simplificatrices

On admet généralement les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le moment d'inertie équivalent J_{eq} devant la dérivée seconde $\ddot{\theta}$ est approché par sa valeur moyenne \bar{J}_{eq} sur un tour de rotation. Cette hypothèse revient à considérer que le moment d'inertie des masses en rotation est constant vis-à-vis de la position angulaire θ .
- Les variations de vitesse angulaire $\dot{\xi}$ de la manivelle sont faibles devant la pulsation de rotation moyenne ω_{rot} .

L'équation (C.32) devient :

$$\bar{J}_{eq}\ddot{\theta} + \frac{1}{2}\omega_{rot}^2 \frac{dJ_{eq}(\theta)}{d\theta} = C_{tot}(\theta)\quad (\text{C.33})$$

Calcul du moment d'inertie équivalent moyen (\bar{J}_{eq})

Le moment d'inertie équivalent moyen est égal à :

$$\begin{aligned}
 \bar{J}_{eq} &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} J_{eq}(\theta) d\theta \\
 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[J_m + J_{rot} + m_{alt} R^2 \left(\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right)^2 \right] d\theta \\
 &= J_m + J_{rot} + \frac{1}{2} m_{alt} \left(1 + \frac{1}{4\lambda^2} \right) R^2 \\
 &\approx J_m + J_{rot} + \frac{1}{2} m_{alt} R^2
 \end{aligned} \tag{C.34}$$

Soit à partir des expressions (C.18) et (C.21) :

$$\bar{J}_{eq} \approx J_m + j_{pb} \quad \text{avec} \quad j_{pb} = \left(\frac{m_p}{2} + \frac{5}{6} m_b \right) R^2 \tag{C.35}$$

j_{pb} est le moment d'inertie équivalent de l'ensemble {piston, bielle}.

Calcul de la dérivée du moment d'inertie équivalent $\left(\frac{dJ_{eq}}{d\theta} \right)$

La dérivée du moment d'inertie équivalent est égale à :

$$\begin{aligned}
 \frac{dJ_{eq}(\theta)}{d\theta} &= \frac{d}{d\theta} \left(J_m + J_{rot} + m_{alt} R^2 \left(\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right)^2 \right) \\
 &= 2m_{alt} R^2 \left(-\frac{\sin \theta}{4\lambda} + \frac{\sin 2\theta}{2} + \frac{3 \sin 3\theta}{4\lambda} + \frac{\sin 4\theta}{4\lambda^2} \right)
 \end{aligned} \tag{C.36}$$

Bilan

En remplaçant les expressions (C.23), (C.35) et (C.36) dans (C.33), on obtient :

$$\bar{J}_{eq} \ddot{\theta} = C_m(\theta) - C_r = C_p(\theta) + C_i(\theta) - C_r \tag{C.37}$$

avec

$$\begin{aligned}
 \bar{J}_{eq} &= J_m + \left(\frac{m_p}{2} + \frac{5}{6} m_b \right) R^2 \\
 C_p(\theta) &= p(\theta) S R \left(\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right) \\
 C_i(\theta) &= -m_{alt} R^2 \omega_{rot}^2 \left(-\frac{\sin \theta}{4\lambda} + \frac{\sin 2\theta}{2} + \frac{3 \sin 3\theta}{4\lambda} + \frac{\sin 4\theta}{4\lambda^2} \right)
 \end{aligned}$$

On retrouve une formulation simple du principe fondamental de la dynamique ($J\ddot{\theta} = \sum C_{ext}$). C_m est le couple moteur instantané. C_i est le couple d'inertie. Ce dernier peut

être vu comme une excitation externe supplémentaire due aux forces d'inertie des masses alternatives. La contribution moyenne de ce terme sur le cycle moteur est nulle :

$$\bar{C}_i = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} C_i(\theta) d\theta = 0 \quad (\text{C.38})$$

C.2 Multicylindres

Pour un moteur à n_c cylindres disposés en ligne, le système global est constitué de n_c sous-systèmes piston-bielle-manivelle montés en série et déphasés consécutivement d'un angle de $\phi = 4\pi/n_c$ radians. L'équation (C.37) devient alors :

$$J\ddot{\theta} = C_M(\theta) - C_R = C_P(\theta) + C_I(\theta) - C_R \quad (\text{C.39})$$

$$= \sum_{n=1}^{n_c} C_m^n(\theta) - C_R = \sum_{n=1}^{n_c} C_p^n(\theta) + \sum_{n=1}^{n_c} C_i^n(\theta) - C_R \quad (\text{C.40})$$

avec

$$\begin{aligned} J &= n_c \bar{J}_{eq} \\ C_p^n(\theta) &= C_p(\theta - (n-1)\phi) \\ C_i^n(\theta) &= C_i(\theta - (n-1)\phi) \\ \text{et } C_R &= \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} C_P(\theta) d\theta \end{aligned}$$

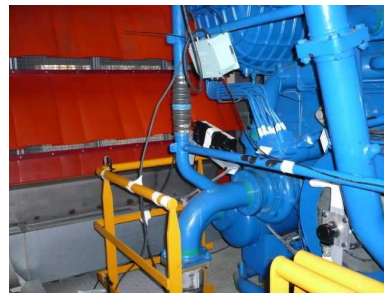
Enfin, il est souvent nécessaire de prendre en compte des inerties additionnelles telles que l'inertie du volant d'inertie J_{vol} . On suppose généralement que la faible raideur de l'accouplement par rapport à celle du vilebrequin découple le système des inerties situées en aval. On peut donc écrire :

$$J = n_c \bar{J}_{eq} + J_{vol} \quad (\text{C.41})$$

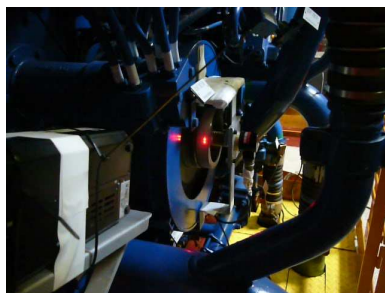
Photos du groupe électrogène et des capteurs



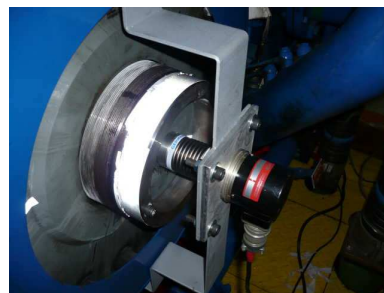
(a) Groupe électrogène



(b) Vibromètre



(c) Faisceaux laser



(d) Codeur optique



(e) Accouplement et volant



(f) Accéléromètres

Figure D.1 – Quelques photos prises lors de la campagne d'acquisition de 2007.

Estimation de la vitesse instantanée à partir d'un codeur optique

Un codeur optique est un capteur de position angulaire. À partir de ce capteur, il est possible d'estimer la vitesse instantanée de rotation de l'arbre auquel il est accouplé. Dans cette annexe, nous présentons deux méthodes d'estimation : la méthode du comptage et la méthode de Hilbert.

Modélisation du signal

Un codeur optique délivre un signal carré compris entre 0 et A volts. Ce signal se décompose en série de Fourier de la façon suivante :

$$c(t) = \frac{A}{2} + \sum_{m=1}^M A_m \sin(\phi_m(t)) \quad (\text{E.1})$$

avec

$$A_m = \begin{cases} 0 & \text{si } m = \{2n; n \in \mathbb{N}\} \\ \frac{2A}{m\pi} & \text{si } m = \{2n + 1; n \in \mathbb{N}\} \end{cases} \quad (\text{E.2})$$

et

$$\phi_m(t) = 2\pi m N_p f_{rot} t \quad (\text{E.3})$$

N_p est le nombre d'impulsions par tour du codeur (résolution du codeur). f_{rot} est la fréquence de rotation de l'arbre. M est le nombre d'harmoniques du signal. En théorie, ce nombre est infini. En pratique, l'acquisition numérique du signal et le filtrage anti-repliement qui en découle limite la bande passante du signal.

À cause d'inévitables fluctuations de vitesse de l'arbre, chacune des composantes du signal subit une modulation $\varphi_m(t)$ de fréquence :

$$\phi_m(t) = 2\pi m N_p f_{rot} t + \varphi_m(t) \quad (\text{E.4})$$

L'expression (E.1) devient alors :

$$c(t) = \frac{A}{2} + \sum_{m=1}^M A_m \sin(2\pi m N_p f_{rot} t + \varphi_m(t)) \quad (\text{E.5})$$

Lorsque les fluctuations de vitesse de l'arbre sont purement sinusoïdales, cette modulation prend la forme suivante :

$$\varphi_m(t) = \frac{m N_p \Delta}{2} \sin(2\pi f_{rot} t) \quad (\text{E.6})$$

Δ représente les dispersions de vitesse. Les figures E.1 et E.2 montrent les spectres de signaux simulés de codeur optique. Des bandes latérales dues aux modulations de fréquence apparaissent de part et d'autre de chaque harmonique. L'importance de ces bandes latérales dépend de l'indice de modulation β_m :

$$\beta_m = \frac{m N_p \Delta}{2} \quad (\text{E.7})$$

D'après la règle de Carson, la bande utile B_m du signal autour de chaque composante est approximativement de :

$$B_m \approx 2(\beta_m + 1)f_{rot} \quad (\text{E.8})$$

Il existe diverses méthodes pour estimer la vitesse instantanée de rotation d'un arbre à partir d'un codeur optique. Nous décrivons les méthodes suivantes :

1. la méthode du comptage,
2. et la méthode de Hilbert.

Méthode du comptage

La vitesse instantanée de l'arbre est estimée à partir du signal analogique du codeur optique. Chaque front montant, correspondant à une position angulaire θ précise de l'arbre, déclenche un compteur dont la fréquence d'horloge est de l'ordre du MHz. Les périodes de temps $\Delta t(\theta)$ entre deux fronts montants sont successivement enregistrées. La vitesse instantanée est alors donnée par :

$$\Omega(\theta) = \frac{1}{N_p \Delta t(\theta)} \quad (\text{E.9})$$

Plus la fréquence d'horloge du compteur est élevée plus l'estimation des périodes $\Delta t(\theta)$ est précise (voir figure E.3). Le signal de vitesse est directement acquis dans le domaine angulaire. En revanche, aucun filtre anti-repliement n'est appliqué au signal avant sa numérisation. La fréquence d'échantillonnage moyenne dans le domaine temporel est égale à $f_e = N_p f_{rot}$. La résolution N_p du codeur doit donc être suffisamment élevée afin d'éviter les phénomènes de repliement.

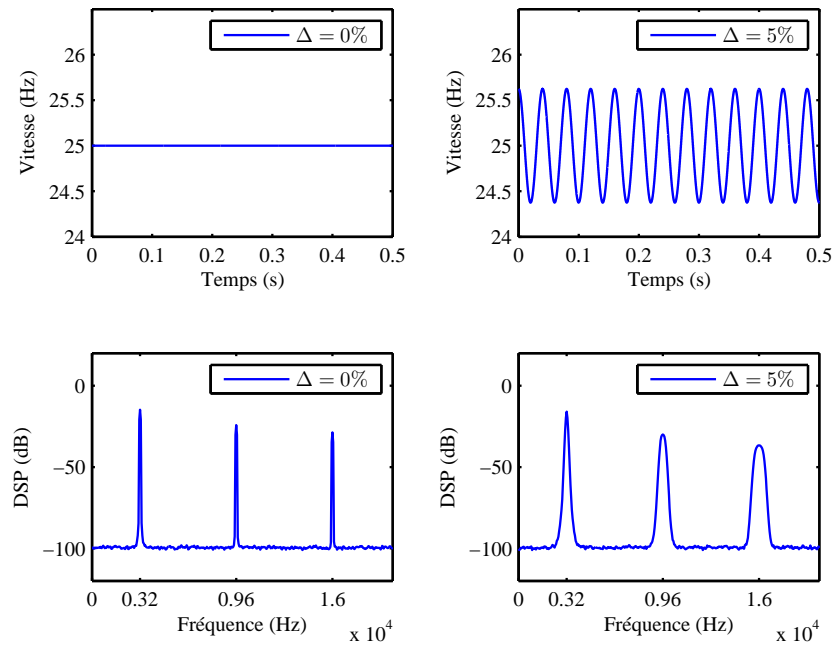


Figure E.1 – Spectres d'un signal de codeur optique dans le cas de fluctuations de vitesse sinusoïdales ($f_{rot} = 25$ Hz et $N_p = 128$).

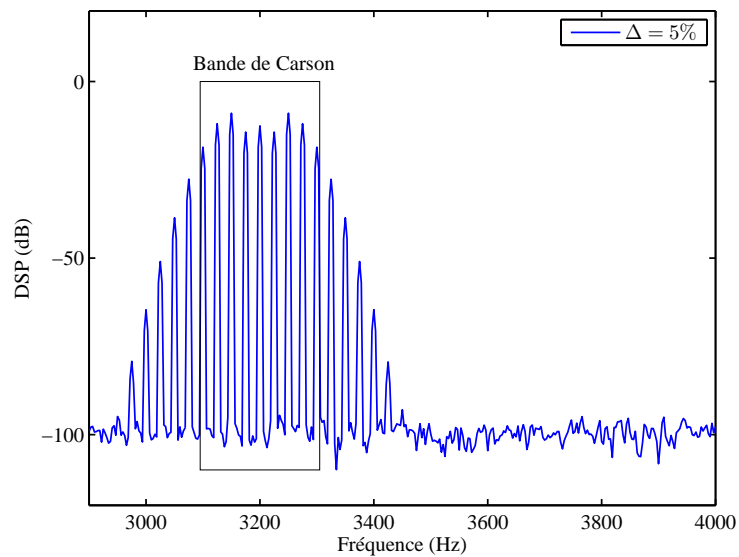


Figure E.2 – Bandes latérales dues aux modulations de fréquence ($f_{rot} = 25$ Hz et $N_p = 128$).

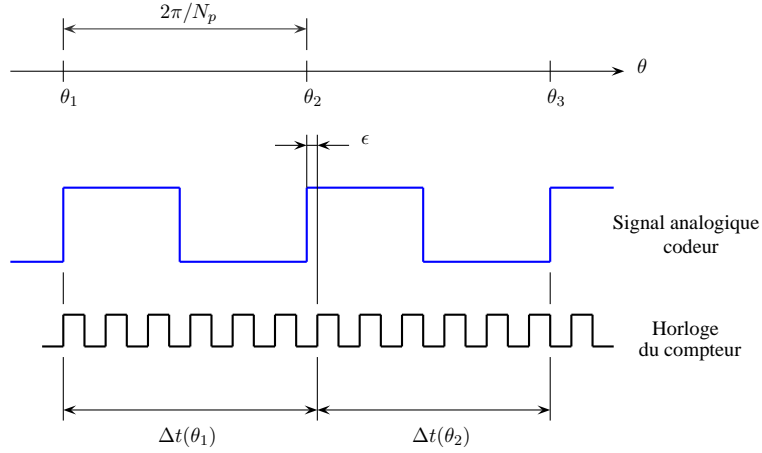


Figure E.3 – Méthode du comptage.

Méthode de Hilbert

Le signal $c(t)$ issu du codeur optique est acquis dans le domaine temporel. Celui-ci est filtré passe-bande autour de l'un de ses harmoniques. Le fondamental ($m = 1$) est choisi afin de maximiser le rapport signal à bruit. L'expression mathématique du signal analytique est la suivante :

$$c_a(t) = Ae^{j\phi(t)} = Ae^{j2\pi N_p f_{rot} t + j\varphi(t)} \quad (\text{E.10})$$

La dérivée temporelle de la phase du signal analytique donne une estimation de la vitesse instantanée de rotation de l'arbre :

$$\dot{\theta}(t) = \frac{1}{N_p} \frac{d\phi(t)}{dt} = \omega_{rot} + \dot{\xi}(t) \quad (\text{E.11})$$

avec $\phi(t) = \arctan\left(\frac{\Im(c_a(t))}{\Re(c_a(t))}\right)$

$\dot{\xi}(t)$ représente les fluctuations de vitesse de l'arbre.

Le principal inconvénient de cette méthode est le choix délicat de la largeur du filtre passe-bande. D'une certaine manière, ce choix requiert la connaissance des dispersions de vitesse (voir équation (E.8)).

Comparaison des deux méthodes

Nous comparons maintenant ces deux méthodes d'estimation dans le cadre du moteur de GES. Le codeur optique est installé à l'extrémité libre du vilebrequin. Les paramètres d'estimation des deux méthodes sont récapitulés dans le tableau E.1. La figure E.4 représente le spectre du signal du codeur optique acquis temporellement. La fréquence de coupure du filtre anti-repliement étant de 20 kHz ($f_e/2, 56$), seul le fondamental est présent. La figure E.5 représente les vitesses instantanées (moyennes synchrones) estimées à partir des deux méthodes. Les deux signaux se superposent parfaitement. Dans le cadre de cette application, les deux méthodes d'estimation semblent équivalentes. La largeur du filtre passe-bande a été réglée à 6400 Hz. Le rétrécissement de cette bande entraîne un lissage du signal de vitesse.

Tableau E.1 – Paramètres d'estimation par la méthode du comptage et la méthode de Hilbert.

Méthode du comptage	Méthode de Hilbert
$f_{rot} = 25$ Hz et $N_p = 512$	
$f_{horloge} = 80$ MHz	$f_e = 51200$ Hz
	$f_{bande} = [9600 ; 16000]$ Hz

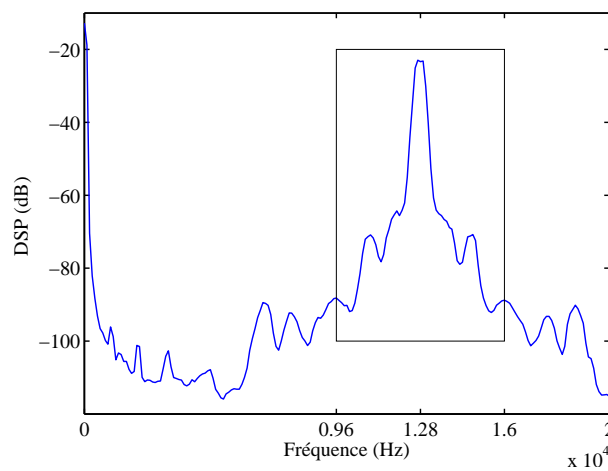


Figure E.4 – Spectre du signal issu du codeur optique ($f_{rot} = 25$ Hz et $N_p = 512$).

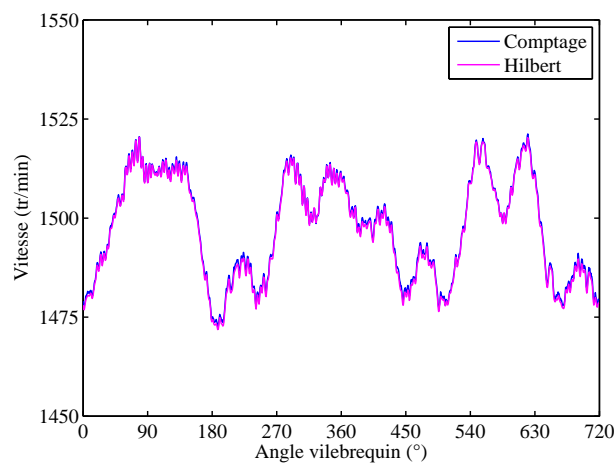


Figure E.5 – Comparaison des méthodes d'estimation de la vitesse instantanée.

Systèmes à un et n degrés de liberté

Dans cette annexe, nous présentons quelques rappels sur les systèmes à un et n degrés de liberté. Une présentation plus complète illustrée avec de nombreux exemples peut être trouvée dans [Thomas et Laville, 2007].

F.1 Système à un degré de liberté

Équation de mouvement

L'équation de mouvement d'un système à un degré de liberté s'écrit :

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (\text{F.1})$$

m , c et k sont respectivement la masse, l'amortissement et la raideur du système. $x(t)$ est le déplacement du degré de liberté et $f(t)$ est une force extérieure appliquée à la masse m .

Fonction de réponse en fréquence (FRF)

La fonction de réponse en fréquence (FRF) représente la fonction de transfert du système en fonction de la fréquence. L'excitation $f(t)$ est supposée harmonique. Dans ce cas, la réponse du système $x(t)$ en régime établi est également harmonique :

$$f(t) = Fe^{j\omega t} \Rightarrow x(t) = Xe^{j\omega t} \quad (\text{F.2})$$

À partir des expressions précédentes, l'équation (F.1) s'écrit :

$$(k - \omega^2 m + j c \omega) X = F \quad (\text{F.3})$$

La FRF du système est obtenue en supposant la fréquence d'excitation ω variable :

$$H(\omega) = \frac{1/m}{(\omega_0^2 - \omega^2) + 2j\xi\omega\omega_0} \quad \text{avec} \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{et} \quad \xi = \frac{c}{2m\omega_0} \quad (\text{F.4})$$

ω_0 est la fréquence naturelle du système non amorti et ξ est le taux d'amortissement. Pour un système dissipatif, ce dernier est nécessairement compris entre 0 et 1. Cette fonction est d'amplitude maximale à la fréquence de résonance ω_d du système amorti (voir figure F.1) :

$$\max(|H(\omega)|) = |H(\omega_d)| \quad \text{avec} \quad \omega_d = \omega_0\sqrt{1 - \xi^2} \quad (\text{F.5})$$

La largeur de bande $\Delta\omega$ à -3 dB du pic de résonance dépend du taux d'amortissement ξ :

$$\Delta\omega = 2\omega_d\xi \quad (\text{F.6})$$

$H(\omega)$ est la FRF du système en termes de déplacement. Il existe d'autres FRFs répertoriées dans le tableau F.1.

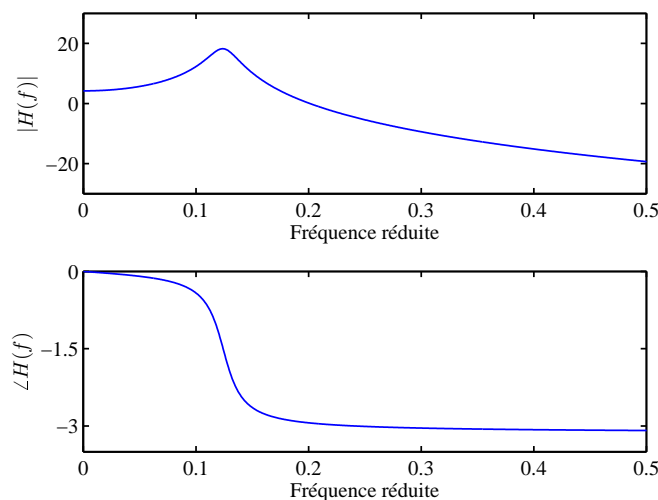


Figure F.1 – FRF $H(\omega)$ (amplitude et phase) d'un système à un degré de liberté ($f_0 = 0,125$ et $\xi = 0,1$).

Tableau F.1 – Fonctions de réponse en fréquence.

Déplacement x	$H_x(\omega) = \frac{X}{F}$	Compliance
Vitesse v	$H_v(\omega) = j\omega H_x(\omega)$	Mobilité
Accélération a	$H_a(\omega) = -\omega^2 H_x(\omega)$	Accélérance

Réponse à une excitation quelconque

Dans le domaine temporel et le domaine fréquentiel, la réponse du système $x(t)$ à une excitation $f(t)$ quelconque s'écrit :

$$x(t) = h(t) * f(t) \stackrel{TF}{\rightleftharpoons} X(\omega) = H(\omega)F(\omega) \quad (\text{F.7})$$

Le symbole $*$ dénote le produit de convolution.

F.2 Système à n degrés de liberté

Équations de mouvement

Les équations de mouvement d'un système à n degrés de liberté s'écrivent :

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{x}\}(t) + [\mathbf{C}]\{\dot{x}\}(t) + [\mathbf{K}]\{x\}(t) = \{f\}(t) \quad (\text{F.8})$$

$[\mathbf{M}]$, $[\mathbf{C}]$ et $[\mathbf{K}]$ sont respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur du système. $\{x\}$ est un vecteur comportant les déplacements des n degrés de liberté. $\{f\}$ est un vecteur comportant les forces extérieures appliquées aux n degrés de liberté.

Analyse modale

Le comportement dynamique d'une structure dépend de paramètres modaux : fréquences, amortissements et modes propres. Le but de l'analyse modale est de déterminer ces paramètres.

À partir du système non amorti libre, des solutions harmoniques sont recherchées :

$$\{x\}(t) = \{\psi\}e^{j\omega t} \quad (\text{F.9})$$

Cette recherche conduit à la résolution d'un système linéaire :

$$([\mathbf{K}] - \omega^2[\mathbf{M}])\{\psi\} = 0 \quad (\text{F.10})$$

Ce système est équivalent à un problème aux valeurs et vecteurs propres. Il admet autant de solutions que de degrés de liberté. Ces solutions se rangent dans les matrices des valeurs propres $[\mathbf{D}]$ et des vecteurs propres $[\mathbf{V}]$:

$$[\mathbf{D}] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & \\ & \ddots & \\ & & \omega_n^2 \end{bmatrix} \quad \text{avec} \quad \omega_1^2 < \dots < \omega_n^2 \quad (\text{F.11})$$

et

$$[\mathbf{V}] = [\{\psi_1\} \quad \dots \quad \{\psi_n\}] \quad (\text{F.12})$$

Les valeurs propres correspondent aux pulsations naturelles du système non amorti et les vecteurs propres correspondent aux modes de déformation associés. La matrice $[\mathbf{V}]$ est aussi appelée la base modale.

Orthogonalité et normalisation des modes

Les modes sont orthogonaux entre-eux et sont normalisés par rapport à la matrice de masse $[\mathbf{M}]$. Ceci conduit aux égalités de projection suivantes :

$$\{\psi_i\}^T [\mathbf{M}] \{\psi_j\} = \begin{cases} 0 & \text{si } i \neq j \\ 1 & \text{si } i = j \end{cases} \quad \text{ou} \quad [\mathbf{V}]^T [\mathbf{M}] [\mathbf{V}] = [\mathbf{I}] \quad (\text{F.13})$$

$$\Rightarrow \{\psi_i\}^T [\mathbf{K}] \{\psi_j\} = \begin{cases} 0 & \text{si } i \neq j \\ \omega_i^2 & \text{si } i = j \end{cases} \quad \text{ou} \quad [\mathbf{V}]^T [\mathbf{K}] [\mathbf{V}] = [\mathbf{D}] \quad (\text{F.14})$$

$[\mathbf{I}]$ est la matrice unitaire.

Fonctions de réponse en fréquence (FRFs)

Système non amorti

Les équations de mouvement du système non amorti sont les suivantes :

$$[\mathbf{M}] \{\ddot{x}\}(t) + [\mathbf{K}] \{x\}(t) = \{f\}(t) \quad (\text{F.15})$$

Les excitations $\{f\}$ sont supposées harmoniques. Dans ce cas, les réponses du système $\{x\}$ sont également harmoniques :

$$\{f\}(t) = \{F\} e^{j\omega t} \Rightarrow \{x\}(t) = \{X\} e^{j\omega t} \quad (\text{F.16})$$

À partir des expressions précédentes, l'équation (F.15) s'écrit :

$$([\mathbf{K}] - \omega^2 [\mathbf{M}]) \{X\} = \{F\} \quad (\text{F.17})$$

Les fonctions de réponse en fréquence (FRFs) du système sont obtenues en supposant la fréquence d'excitation ω variable :

$$[\mathbf{H}](\omega) = ([\mathbf{K}] - \omega^2 [\mathbf{M}])^{-1} \quad (\text{F.18})$$

En projetant sur les modes et en utilisant les propriétés d'orthogonalité et de normalisation des équations (F.13) et (F.14), l'équation précédente devient :

$$[\mathbf{H}](\omega) = [\mathbf{V}] ([\mathbf{D}] - \omega^2 [\mathbf{I}])^{-1} [\mathbf{V}]^T \quad (\text{F.19})$$

La FRF entre les degrés de liberté i et j s'exprime de la façon suivante :

$$H_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{V_{ir} V_{jr}}{\omega_r^2 - \omega^2} \quad (\text{F.20})$$

Système amorti

Dans le cas du système amorti, la matrice d'amortissement est supposée orthogonale par rapport aux modes propres :

$$\{\psi_i\}^T [\mathbf{C}] \{\psi_j\} = \begin{cases} 0 & \text{si } i \neq j \\ 2\xi_i \omega_i & \text{si } i = j \end{cases} \quad (\text{F.21})$$

ξ_r est le taux d'amortissement du mode r . Ainsi, par analogie au système à un degré de liberté (voir équation F.4), la FRF entre les degrés de liberté i et j s'écrit :

$$H_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{V_{ir} V_{jr}}{(\omega_r^2 - \omega^2) + 2j\xi_r \omega \omega_r} \quad (\text{F.22})$$

Cette fonction est d'amplitude maximale aux fréquences de résonance ω_r^d du système amorti :

$$\max(|H_{ij}(\omega)|) = |H_{ij}(\omega_r^d)| \quad \text{avec} \quad \omega_r^d = \omega_r \sqrt{1 - \xi_r^2} \quad (\text{F.23})$$

La largeur de bande $\Delta\omega_r$ à -3 dB de chaque pic de résonance dépend du taux d'amortissement ξ_r du mode correspondant :

$$\Delta\omega_r = 2\omega_r^d \xi_r \quad (\text{F.24})$$

H_{ij} est la FRF en termes de déplacement. Les FRFs en termes de vitesse et d'accélération se déduisent des relations du tableau F.1.

Réponses aux excitations quelconques

Dans le domaine fréquentiel, les réponses du système $\{X\}$ aux excitations quelconques $\{F\}$ s'écrivent de la façon suivante :

$$\{X\}(\omega) = [\mathbf{H}](\omega) \{F\}(\omega) \quad (\text{F.25})$$

La réponse d'un degré de liberté i quelconque s'exprime de la façon suivante :

$$X_i(\omega) = \sum_{j=1}^n \mathbf{H}_{ij}(\omega) F_j(\omega) \quad (\text{F.26})$$

Rôle de l'amortisseur de vibrations

Le rôle d'un amortisseur de vibrations (ou damper en anglais) est d'atténuer les vibrations en torsion du vilebrequin. Celles-ci peuvent fortement solliciter le vilebrequin et conduire à sa rupture en fatigue. L'amortisseur de vibrations est placé côté distribution là où les débattements angulaires sont les plus importants. Il est « accordé » par rapport à une fréquence critique f_c correspondant généralement à la première fréquence de résonance en torsion du vilebrequin.

Le vilebrequin et l'amortisseur de vibrations sont modélisés à l'aide d'un système à deux degrés de liberté (voir figure G.1). L'amortisseur est dimensionné de façon à ce que son inertie j_2 soit de 10% à 50% inférieure à celle du vilebrequin. Les paramètres de l'amortisseur (raideur k_2 et amortissement c_2) sont ensuite ajustés afin de minimiser soit l'amplitude des vibrations à la fréquence critique f_c soit la contrainte maximale subie par le vilebrequin [Smith et Koss, 1991].

La figure G.2 représente la fonction de réponse en fréquence (FRF) d'un vilebrequin sans et avec amortisseur de vibrations. Dans le premier cas, le vilebrequin est équivalent à un système à un degré de liberté. Il apparaît une résonance de forte amplitude à la fréquence critique f_c . Dans le second cas, le vilebrequin est équivalent à un système à deux degrés de liberté. Il apparaît alors deux résonances. L'une correspond à la fréquence critique (légèrement décalée par rapport au cas initial), l'autre correspond à la fréquence de résonance de l'amortisseur. Lorsque les paramètres de l'amortisseur sont correctement ajustés, l'amplitude du pic de résonance à la fréquence critique décroît considérablement.

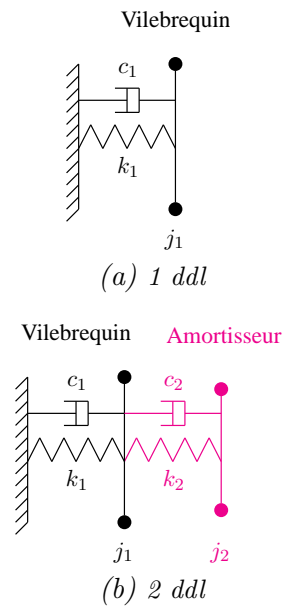


Figure G.1 – Modélisation d'un vilebrequin sans (a) et avec (b) amortisseur de vibrations.

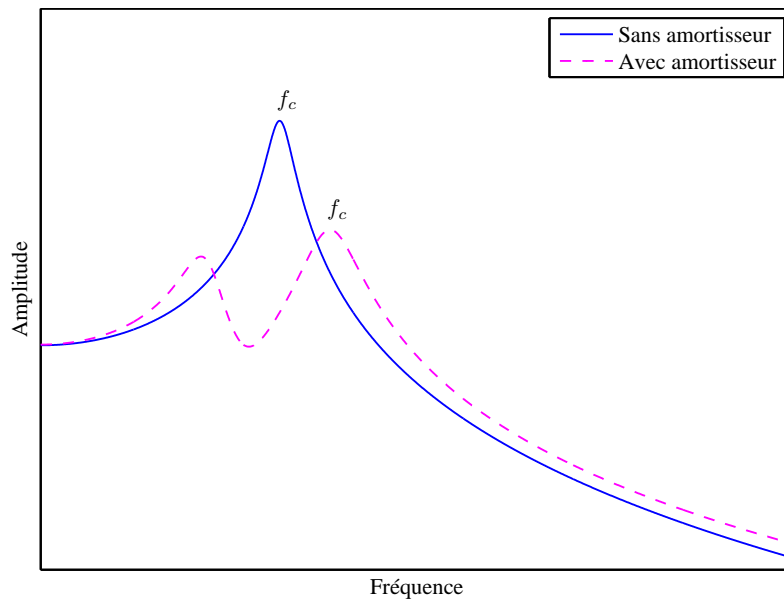


Figure G.2 – Fonction de réponse en fréquence (FRF) du vilebrequin sans et avec amortisseur de vibrations.

 Algorithmes d'optimisation

Ajustement de courbe

Le problème d'ajustement de courbe (curve fitting en anglais) consiste à ajuster les paramètres d'un modèle de façon à ce que celui-ci décrive au mieux un ensemble de données expérimentales (voir figure H.1). Mathématiquement, cela revient à minimiser l'erreur quadratique moyenne entre le modèle et les données :

$$f(P) = \|Y_{data} - g(P, X_{data})\|^2 \quad (\text{H.1})$$

avec

$$\begin{aligned} P &= [p_1 \ p_2 \ \dots \ p_M]^T, \\ X_{data} &= [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_N]^T \quad \text{et} \quad Y_{data} = [y_1 \ y_2 \ \dots \ y_N]^T \end{aligned}$$

$f(P)$ est appelée la fonction coût. X_{data} et Y_{data} sont les vecteurs comportant les N données expérimentales. $g(P, X_{data})$ est la fonction du modèle et P est le vecteur comportant les M paramètres du modèle à déterminer.

Dans ce cadre, plusieurs algorithmes d'optimisation peuvent être envisagés. Nous décrivons les algorithmes suivants :

- l'algorithme de Levenberg-Marquardt,
- et les algorithmes génétiques.

H.1 Algorithme de Levenberg et Marquardt

L'algorithme de Levenberg et Marquardt est une combinaison de la méthode de la descente de gradient et de la méthode de Gauss-Newton. Nous rappelons tout d'abord le principe de fonctionnement de ces deux algorithmes.

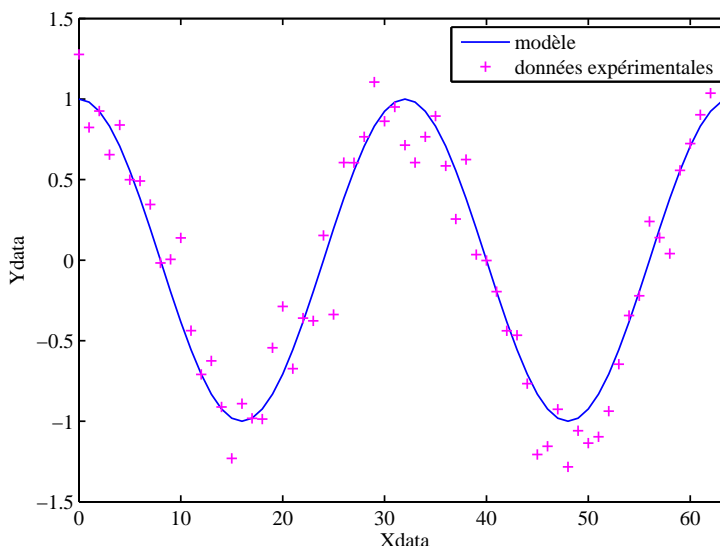


Figure H.1 – Ajustement de courbe.

Méthode de la descente de gradient

La méthode de la descente de gradient est l'une des méthodes d'optimisation itératives les plus simples. Celle-ci consiste à partir d'une solution initiale $P^{(0)}$ puis à se déplacer dans le sens opposé de la plus forte pente de la fonction coût $f(P)$. Après un certain nombre d'itérations, l'algorithme converge vers une solution. Le principe de cette méthode est illustré sur la figure H.2. Mathématiquement, cela peut s'écrire :

$$P^{(n+1)} = P^{(n)} - \lambda \nabla f(P^{(n)}) \quad (\text{H.2})$$

$\nabla f(P)$ est le gradient de la fonction coût par rapport à P . λ est un facteur qui ajuste la vitesse de convergence de l'algorithme. Si λ est trop grand, l'algorithme est instable. Si λ est trop petit, la vitesse de convergence est faible. Dans le cas de l'ajustement de courbe, le gradient de la fonction coût est égal à :

$$\nabla f(P) = -2\mathbf{J}^T [Y_{data} - g(P, X_{data})] \quad (\text{H.3})$$

\mathbf{J} représente la matrice jacobienne définie par :

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \frac{\partial g(P, x_1)}{\partial p_1} & \dots & \frac{\partial g(P, x_1)}{\partial p_M} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial g(P, x_N)}{\partial p_1} & \dots & \frac{\partial g(P, x_N)}{\partial p_M} \end{bmatrix} \quad (\text{H.4})$$

Finalement, l'équation (H.2) devient :

$$P^{(n+1)} = P^{(n)} + 2\lambda \mathbf{J}^T [Y_{data} - g(P, X_{data})] \quad (\text{H.5})$$

Algorithme de Gauss-Newton

L'algorithme de Gauss-Newton est aussi un algorithme itératif. À chaque itération, le vecteur δ est recherché de façon à minimiser successivement la fonction coût $f(P + \delta)$:

$$f(P + \delta) = \|Y_{data} - g(P + \delta)\|^2 \quad (\text{H.6})$$

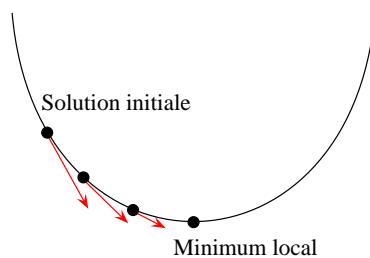


Figure H.2 – Principe de la méthode de la descente de gradient.

Si δ est suffisamment petit, l'approximation linéaire de $g(P + \delta)$ est :

$$g(P + \delta) = g(P) + \mathbf{J}\delta \quad (\text{H.7})$$

L'équation H.6 s'écrit alors :

$$f(P + \delta) = \|Y_{data} - g(P) - \mathbf{J}\delta\|^2 \quad (\text{H.8})$$

Les équations dites normales sont obtenues en annulant les dérivées partielles de l'équation précédente par rapport à δ :

$$\delta = (\mathbf{J}^T \mathbf{J})^{-1} \mathbf{J}^T [Y_{data} - g(P)] \quad (\text{H.9})$$

Cet algorithme est très efficace en termes de vitesse de convergence à condition que l'approximation linéaire de g autour de P soit valide.

Algorithme de Levenberg-Marquardt

L'algorithme de Levenberg et Marquardt combine les avantages des deux méthodes précédentes. Celui-ci utilise l'approche de Gauss et Newton dans les zones où g est quasi-linéaire et une descente de gradient dans les autres cas :

$$\delta = (\mathbf{J}^T \mathbf{J} + \lambda \mathbf{I})^{-1} \mathbf{J}^T [Y_{data} - g(P)] \quad (\text{H.10})$$

Lorsque λ est grand, l'algorithme est équivalent à une descente de gradient, inversement, lorsque λ est petit, l'algorithme est équivalent à l'algorithme de Gauss-Newton. Ce coefficient λ est mis à jour à chaque itération. Plus la solution courante se rapproche de la solution optimale plus λ est diminué. Le principal inconvénient de cette méthode est la possibilité d'une convergence vers un minimum local et non vers le minimum global de la fonction coût. Le choix de la solution initiale $P^{(0)}$ est d'une grande importance.

H.2 Algorithmes génétiques

[Goldberg, 1989] et [Holland, 1992] sont à l'origine des algorithmes génétiques. Les terminologies et le principe de fonctionnement de ces algorithmes sont empruntés à la biologie. Ils s'inspirent en effet des théories de l'évolution des espèces vivantes et plus précisément de la théorie de sélection naturelle développée par [Darwin, 1859]. Celle-ci

stipule que les individus ayant hérités de caractères bien adaptés à leur milieu ont tendance à mieux se reproduire. Chaque génération est donc mieux adaptée que les précédentes à son environnement. De génération en génération, une espèce peut ainsi évoluer jusqu'à donner naissance à une nouvelle espèce. Les algorithmes génétiques fonctionnent de façon similaire. Les principales étapes de ces algorithmes sont les suivantes :

1. Codage binaire des paramètres

Les paramètres du modèle sont tout d'abord codés sous forme binaire. Un bit est appelé un gène et l'ensemble des bits est appelé un génome ou un individu. Cette étape permet notamment de faciliter les opérations de croisement et de mutation ultérieures. Le choix du nombre de bits dépend du domaine de définition du paramètre et de la précision souhaitée.

Exemple d'un individu constitué de deux paramètres codés sur trois bits :

$$I = [1 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 1]$$

2. Génération aléatoire d'une population initiale

Une population initiale est ensuite générée afin de démarrer l'algorithme d'optimisation.

Exemple d'une population de quatre individus :

$$P = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

3. Évaluation de chaque individu

Chaque individu est évalué en fonction de sa capacité d'adaptation au problème. Dans le cas de l'ajustement de courbe, les individus sont évalués à partir de la fonction coût $f(P)$ (voir équation H.1).

4. Sélection des individus pour la reproduction

Certains individus sont sélectionnés pour la phase de reproduction. Les meilleurs individus sont sélectionnés plus facilement.

5. Génération d'une nouvelle population

Une nouvelle génération d'individus est créée à l'aide d'opérations dites de reproduction : croisements et mutations. Un croisement consiste à échanger une partie des chaînes de deux individus pour en former un nouveau. Une mutation consiste à inverser le gène d'un individu. Certains des individus sélectionnés (les mieux adaptés) sont réinjectés dans la nouvelle population sans subir ni de croisement ni de mutation afin d'assurer la convergence de l'algorithme.

Exemple de croisement :

$$[1 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 1] + [0 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1] = [1 \ 0 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1]$$

Exemple de mutation :

$$[1 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 1] \rightarrow [1 \ 0 \ 0 \ 1 \ 1 \ 1] \quad (\text{H.11})$$

6. Arrêt de l'algorithme

L'algorithme s'arrête lorsque l'un des critères d'arrêt est respecté. Dans le cas contraire, le processus est réitéré à partir de l'étape 3. Ce critère peut par exemple correspondre à un nombre d'itérations maximal.

De génération en génération ou d'itération en itération, la population tend à se rapprocher de l'individu le plus adapté au problème (solution optimale). Les algorithmes génétiques ont pour avantages de fournir des solutions à des problèmes n'ayant pas de solution analytique et d'être très peu sensibles aux minimum locaux. En effet, à chaque itération de nombreuses solutions plus ou moins bonnes sont créées aléatoirement puis testées.