

Thèse

Modélisation de la distribution d'un moteur à arbre à cames en tête

présentée devant
L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

pour obtenir
le grade de docteur

Ecole doctorale : Mécanique, Énergétique, Génie Civil et Acoustique
Spécialité : Mécanique

par
Xavier RITTER
Soutenue le 12 Janvier 2006 devant la Commission d'examen

Jury

HAMZAOUI Nacer	Professeur	
FERRARIS BESSO Guy	Professeur	Directeur
BERLIOZ Alain	Professeur	Directeur
ABBA Gabriel	Professeur	Rapporteur
NOËL Bruno	Docteur	
BOHATIER Claude	Professeur	Rapporteur

Membre invité :
GAUDILLER Luc Maître de Conférence

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
	<u>CHIMIE DE LYON</u> Responsable : M. Denis SINOUE	M. Denis SINOUE Université Claude Bernard Lyon 1 Lab Synthèse Asymétrique UMR UCB/CNRS 5622 Bât 308 2 ^{ème} étage 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.44.81.83 Fax : 04 78 89 89 14 sinou@univ-lyon1.fr
E2MC	<u>ECONOMIE, ESPACE ET MODELISATION DES COMPORTEMENTS</u> Responsable : M. Alain BONNAFOUS	M. Alain BONNAFOUS Université Lyon 2 14 avenue Berthelot MRASH M. Alain BONNAFOUS Laboratoire d'Economie des Transports 69363 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.69.72.76 Alain.bonnafous@ish-lyon.cnrs.fr
E.E.A.	<u>ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</u> M. Daniel BARBIER	M. Daniel BARBIER INSA DE LYON Laboratoire Physique de la Matière Bâtiment Blaise Pascal 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43.64.43 Fax 04 72 43 60 82 Daniel.Barbier@insa-lyon.fr
E2M2	<u>EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION</u> http://biomserv.univ-lyon1.fr/E2M2 <u>M. Jean-Pierre FLANDROIS</u>	M. Jean-Pierre FLANDROIS UMR 5558 Biométrie et Biologie Evolutive Equipe Dynamique des Populations Bactériennes Faculté de Médecine Lyon-Sud Laboratoire de Bactériologie BP 1269600 OULLINS Tél : 04.78.86.31.50 Fax 04 72 43 13 88 E2m2@biomserv.univ-lyon1.fr
EDIIS	<u>INFORMATIQUE ET INFORMATION POUR LA SOCIETE</u> http://www.insa-lyon.fr/ediis M. Lionel BRUNIE	M. Lionel BRUNIE INSA DE LYON EDIIS Bâtiment Blaise Pascal 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43.60.55 Fax 04 72 43 60 71 ediis@insa-lyon.fr
EDISS	<u>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE</u> http://www.ibcp.fr/ediss M. Alain Jean COZZONE	M. Alain Jean COZZONE IBCP (UCBL) 7 passage du Vercors 69367 LYON Cedex 07 Tél : 04.72.72.26.75 Fax : 04 72 72 26 01 cozzone@ibcp.fr
	<u>MATERIAUX DE LYON</u> http://www.ec-lyon.fr/sites/edml M. Jacques JOSEPH	M. Jacques JOSEPH Ecole Centrale de Lyon Bât F7 Lab. Sciences et Techniques des Matériaux et des Surfaces 36 Avenue Guy de Collongue BP 163 69131 ECULLY Cedex Tél : 04.72.18.62.51 Fax 04 72 18 60 90 Jacques.Joseph@ec-lyon.fr
<u>Math IF</u>	<u>MATHEMATIQUES ET INFORMATIQUE FONDAMENTALE</u> http://www.ens-lyon.fr/MathIS M. Franck WAGNER	M. Franck WAGNER Université Claude Bernard Lyon1 Institut Girard Desargues UMR 5028 MATHÉMATIQUES Bâtiment Doyen Jean Braconnier Bureau 101 Bis, 1 ^{er} étage 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43.27.86 Fax : 04 72 43 16 87 wagner@desargues.univ-lyon1.fr
MEGA	<u>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE</u> http://www.lmfa.ec-lyon.fr/autres/MEGA/index.html M. François SIDOROFF	M. François SIDOROFF Ecole Centrale de Lyon Lab. Tribologie et Dynamique des Systèmes Bât G8 36 avenue Guy de Collongue BP 163 69131 ECULLY Cedex Tél : 04.72.18.62.14 Fax : 04 72 18 65 37 Francois.Sidoroff@ec-lyon.fr

AVANT-PROPOS

Je souhaite remercier Monsieur le Professeur Guy Ferraris, Directeur de cette thèse, pour m'avoir accueilli dans le Laboratoire de Dynamique des Machines et des Structures et m'avoir aidé tout au long de cet thèse.

Je remercie Messieurs Bruno Noël, membre du jury également, et Brice Bayle pour m'avoir intégré dans l'UET commande de soupape chez Renault et pour m'avoir apporté l'aide dont j'avais besoin.

Je remercie Monsieur le Professeur Régis Dufour, Directeur du Laboratoire de Dynamique des Machines et des Structures, pour m'avoir permis de rédiger dans les meilleures conditions cette thèse au sein du laboratoire.

J'exprime toute ma gratitude à Monsieur le Professeur Alain Berlioz de l'Université Paul Sabatier de Toulouse, également Directeur de cette thèse, pour les nombreux conseils qu'il m'a donné tout au long de cette étude.

J'exprime ma profonde reconnaissance à Messieurs les Professeurs Claude Bohatier, de l'Université de Montpellier, et Gabriel Abba, de l'Université de Metz, pour avoir accepté d'être rapporteurs de ce travail et membres du jury.

Je remercie Monsieur le Professeur Nacer Hamzaoui d'être membre du jury de cette thèse.

Je remercie Monsieur Luc Gaudiller, Maître de Conférence, pour l'aide qu'il m'a apporté pour réaliser ce travail, et pour avoir accepté d'être membre invité.

Enfin, je remercie toutes les personnes qui ont permis le bon déroulement de cette thèse et avec qui les rapports furent aussi agréables qu'enrichissant.

MODÉLISATION DE LA DISTRIBUTION D'UN MOTEUR
À ARBRE À CAMES EN TÊTE
RÉSUMÉ

Un modèle d'une commande de soupape d'un moteur à arbre à cames en tête est construit afin de pouvoir prédire le régime d'affolement de la distribution. Le modèle est validé par des essais réalisés sur des distributions différentes. La comparaison entre calcul et essai permet de déterminer l'importance de chaque composant sur la dynamique et d'orienter le développement du modèle. Ainsi, un premier modèle à un degré de liberté est réalisé, puis amélioré en ajoutant la modélisation du ressort par plusieurs masses par spires, en prenant en compte les contacts entre les spires. L'actionneur est ensuite modélisé, ainsi que le système hydraulique de rattrapage de jeux. Ce dernier modèle est réalisé grâce à des essais spécifiquement réalisés sur ce composant.

MODELLING VALVE TRAIN OF ENGINE WITH OVERHEAD CAMSHAFT
ABSTRACT

A model of the valve train, for an engine with an overhead camshaft, is made in order to determine at what engine speed an unacceptable valve bounce occurs. This model is validated using tests made on various types of valve train. Comparison between tests and calculations allows defining the most important components for dynamics, and defining the way to develop the model. First, a one degree of freedom model is done. This model is improved by a model of the valve spring, with several mass for each coil, and contacts between coils. The finger follower and the hydraulic lash adjuster are also modelled. This last model is created using a specific test on the hydraulic lash adjuster.

Table des matières

1	Introduction	9
1.1	Fonctionnement d'un moteur à quatre temps	9
1.2	La distribution	11
1.2.1	Généralités	11
1.2.2	Les composants	14
1.3	Problématique de la distribution	20
1.3.1	Création de la loi de levée de soupape	20
1.3.2	Problèmes générés par la dynamique	22
1.4	Bibliographie	23
1.4.1	Réalisation de la loi de levée	23
1.4.2	Les mesures sur la distribution	23
1.4.3	Modèles à un degré de liberté	25
1.4.4	Modèles à plusieurs degrés de liberté	25
1.4.5	Modélisation du ressort de soupape	28
1.5	Descriptif de l'étude	28
2	Essais réalisés sur la distribution	31
2.1	Essais de validation d'une distribution	31
2.1.1	Mesures préalables	31
2.1.2	Réalisation des mesures sur la culasse	33
2.1.3	Dépouillement des essais et critères de validation	35
2.2	Plan d'expérience	38
2.2.1	Réalisation des lois	38
2.2.2	Résultats du plan	40
2.2.3	Analyse harmonique des différentes lois	43
3	Modèle à un degré de liberté	45
3.1	Modèle Analytique	46
3.2	Méthode d'interpolation de la loi de levée	47
3.3	Méthodes numériques employées pour l'intégration	49
3.3.1	Runge-Kutta-Fehlberg(6-5)	49
3.3.2	Comparaison avec les autres méthodes	50
3.4	Modèle réalisé en employant VALDYN	50
3.4.1	Le logiciel VALDYN	50
3.4.2	La réalisation du modèle	51
3.5	Résultats du modèle 1DDL	52
4	Modélisation du ressort	58
4.1	Modèle simple sans contact entre les spires	58
4.1.1	Modélisation	58
4.1.2	Recalage du modèle	60

TABLE DES MATIÈRES

4.2	Modèle de ressort avec possibilité de contacts entre spires	65
4.2.1	La modélisation	65
4.2.2	Recalage statique	69
4.2.3	Recalage dynamique des modèles	78
4.2.4	Influence de la position du saut de raideur sur la dynamique	93
5	Modélisation de l'actionneur et de la butée	97
5.1	Modélisation de l'actionneur	98
5.1.1	Modélisation du linguet sur butée : 2 degrés de liberté	98
5.1.2	Recalage du modèle	104
5.2	Essais de caractérisation d'une butée hydraulique et choix du modèle	108
5.2.1	Essai quasi-statique d'écrasement de la butée hydraulique	109
5.2.2	Essais dynamiques de caractérisation de la butée hydraulique	112
5.2.3	Évaluation de la raideur de butée	117
5.2.4	Premier modèle de butée hydraulique : raideur avec jeu variable . . .	118
5.2.5	Modélisation par un effort de restitution	120
6	Modèle VALDYN	124
6.1	Le ressort de soupape	125
6.1.1	Recalage du ressort	125
6.1.2	Comparaison des efforts calculés et mesurés	125
6.2	Modèle monoposte complet	129
	Conclusion	133
A	Systèmes de réduction des émissions polluantes du moteur	141
B	Méthodes numériques testées	142
B.1	Généralités et définitions	142
B.2	Schéma numériques testés	143
B.3	Méthodes itératives pour les schémas implicites	144
C	Modélisation de l'actionneur par un degré de liberté	146
C.1	Modélisation du poussoir	146
C.1.1	Cinématique du poussoir	146
C.1.2	Modélisation dynamique	147
C.2	Modélisation d'un basculeur sur une rampe par un degré de liberté	147

Table des figures

1.1	<i>Diagramme du cycle théorique de Beau de Rochas</i>	9
1.2	<i>Exemple de distribution à arbre à cames latéral</i>	12
1.3	<i>Exemples de distribution à linguet permettant une levée variable</i>	13
1.4	<i>Schémas de distribution à poussoir et linguet</i>	15
1.5	<i>Schéma du culbuteur</i>	15
1.6	<i>Ressort de soupape en place</i>	16
1.7	<i>Schéma d'une butée hydraulique</i>	17
1.8	<i>Butée dans l'actionneur : exemples de poussoir et de culbuteur</i>	18
1.9	<i>Butée dans la culasse : le linguet</i>	19
1.10	<i>Définition de la loi de levée «parfaite»</i>	20
1.11	<i>Définition d'une loi de levée</i>	21
1.12	<i>Levée et vitesse de la loi échappement du moteur K4 : comparaison de la cinématique, et des mesures à 1000 et 7000 tr/mn.</i>	22
1.13	<i>Coupe de la culasse K4</i>	29
2.1	<i>Banc de caractérisation dynamique de la distribution</i>	32
2.2	<i>Charge et raideur mesurée du ressort du moteur K4 servant de référence pour les essais dynamiques</i>	32
2.3	<i>Positionnement des différents capteurs pour les mesures courantes ou futures</i>	34
2.4	<i>Définition de la levée dynamique, et des critères d'excès et de rebond</i>	36
2.5	<i>Définition de la vitesse après rebond</i>	37
2.6	<i>Méthode utilisée pour le calcul de la vitesse avant rebond</i>	37
2.7	<i>Définition de la garde mesurée</i>	38
2.8	<i>Décomposition de la loi d'accélération de la soupape.</i>	39
2.9	<i>Accélération pour trois des lois créées</i>	42
2.10	<i>Effort du ressort en réponse respectivement aux harmoniques 8 et 9 de la loi</i>	44
2.11	<i>Effort du ressort en réponse respectivement aux harmoniques 10 et 11 de la loi</i>	44
3.1	<i>Comparaison entre calcul quasi-statique et mesure du régime d'affolement</i>	45
3.2	<i>Modèle à 1 DDL</i>	46
3.3	<i>Amplitude, en mètres, des différents harmoniques de la levée de la soupape d'échappement du moteur K4 en fonction du rang</i>	48
3.4	<i>Différence entre la levée recomposée avec les 50 premiers termes de la série de Fourier et la levée initiale</i>	49
3.5	<i>Erreur commise en recomposant la levée à partir de la série de Fourier en fonction du nombre de termes utilisés pour le calcul</i>	50
3.6	<i>modèle 1DDL réalisé sous VALDYN</i>	51
3.7	<i>Comparaison de la différence entre la levée cinématique et la levée calculée pour le modèle VALDYN 1DDL à 1000, 5000 et 7000 tr/min</i>	52
3.8	<i>Levée et vitesse cinématique de la loi utilisée</i>	53

TABLE DES FIGURES

3.9	Comparaison de la différence entre la levée cinématique et la levée calculée pour le modèle 1DDL à 1000, 5000 et 7000 tr/min	53
3.10	Comparaison entre la garde mesurée et la garde obtenue par calcul	54
3.11	Comparaison entre les vitesses d'impact mesurée et obtenue par calcul	55
3.12	Comparaison des efforts ressort calculés à haut régime avec les efforts ressorts mesurés à bas et à haut régime	55
3.13	Différence entre la levée mesurée et la levée calculée à 1000, 5000 et 7000 tr/mn	56
3.14	Comparaison entre calcul et mesure du maximum de la levée dynamique en fonction du régime moteur	56
3.15	Comparaison des régimes d'affolement <i>calculés</i> et <i>mesurés</i> pour seize lois expérimentales	57
4.1	Modèle de distribution comprenant une masse pour la soupape et trois masses pour le ressort	58
4.2	Modes, maxima normés à 1, du modèle à quatre degrés de liberté	61
4.3	Évolution des maxima et minima des efforts sous ressort en fonction du régime : comparaison calcul/mesure	62
4.4	Comparaison entre les efforts sous ressort calculés et mesurés aux régimes respectivement de 4000 et 4600 tr/mn	63
4.5	Différence entre les levées calculées et mesurées	63
4.6	Évolution de la levée dynamique en fonction du régime : comparaison calcul/mesure	64
4.7	Schéma du modèle de ressort à une masse par spire active	65
4.8	Modèle de ressort à deux masses par spire active	66
4.9	Modèle avec 1DDL pour la soupape et n ddl pour le ressort	67
4.10	Schéma d'un ressort chargé axialement	70
4.11	Section d'un élément du fil du ressort	70
4.12	Pression de Hertz pour deux cylindres rentrant en contact	72
4.13	Trajet de charge et nombre de spires actives correspondant	74
4.14	Comparaison des efforts du ressort K_4 calcul/mesure : valeur et différence	76
4.15	Comparaison des raideurs du ressort K_4 calcul/mesure : valeur et différence	77
4.16	Comparaison calculs/mesure des efforts sous ressort à bas régime (600 tr/mn)	78
4.17	Comparaison calculs/mesure des efforts sous ressort au régime de 4600 tr/mn	79
4.18	Comparaison calculs/mesure des efforts sous ressort au régime de 6000 tr/mn	79
4.19	Comparaison calculs/mesure sur une montée en régime des maxima et minima des efforts sous ressort	80
4.20	Comparaison des efforts sous ressort mesurés et calculés en prenant la levée théorique (calcul 1) ou réelle (2 et 3)	82
4.21	Définition des trois premiers modes de vibration des différents modèles - abscisses : $-1 \equiv$ soupape et $0 \rightarrow 1 \equiv$ ressort	83
4.22	Levée et vitesse cinématique de la seconde loi utilisée	85
4.23	Comparaison des efforts à 700, 4800 et 7300 tr/mn	86
4.24	Comparaison des maxima et minima des efforts sous ressort, sur toute la montée en régime.	87
4.25	Comparaison entre le <i>calcul</i> (ressort à 4 masses par spires) et la <i>mesure</i> pour trois critères en fonction du régime. Respectivement : levée dynamique, vitesse avant rebond et garde à l'affolement	88
4.26	Comparaison entre le <i>calcul</i> (ressort à 4 masses par spires) et la <i>mesure</i> pour le calcul du régime d'affolement	89
4.27	Comparaison des efforts calculés par rapport à la mesure pour le ressort D_4	90
4.28	Comparaison des raideurs calculées par rapport à la mesure pour le ressort D_4	91
4.29	Levée et vitesse cinématique de la soupape du moteur D_4	91

TABLE DES FIGURES

4.30	Efforts sous ressort, comparaison calculs/essai. Respectivement : maxima et minima sur la montée en régime, 5400 tr/mn et 6500 tr/mn.	92
4.31	Comparaison des ressorts du moteur D4	93
4.32	Trajets de charge et de raideur du ressort 3S-, comparaison calcul/mesure	94
4.33	Efforts sous ressort du ressort 3S- : comparaison des calculs à 4 et 8 masses par spires par rapport à la mesure	94
4.34	Levée dynamique de la commande de soupape D4 testée avec les deux ressorts.	95
5.1	Comparaison de la vitesse d'impact, avec ou sans rattrapage de jeu hydraulique, sur une montée en régime.	97
5.2	Comparaison des vitesses de soupapes, avec ou sans rattrapage de jeu hydraulique, à 6000 et 7200 tr/mn respectivement.	98
5.3	Schéma de la modélisation du linguet par deux degrés de liberté	99
5.4	Schéma du linguet	101
5.5	Cinématique entre le linguet et la soupape	102
5.6	Géométrie au contact came/rouleau du linguet	103
5.7	Comparaison des efforts du linguet calculés et mesurés à haut régime	105
5.8	Comparaison de la garde mesurée, avec les gardes calculées pour les efforts came/linguet et linguet/soupape	105
5.9	Comparaison des régimes d'affolement calculés et mesurés pour seize lois expérimentales	106
5.10	Levée dynamique à haut régime (5500 tr/mn), comparaison calcul/mesure.	107
5.11	Levée dynamique en fonction du régime, comparaison calcul/mesure.	107
5.12	Comparaison calcul/mesure de la vitesse d'impact	108
5.13	Résultat d'un essai de compression d'une butée hydraulique à 1460 N : effort imposé et comparaison calcul/mesure du déplacement	110
5.14	Résultat d'un essai de compression d'une butée hydraulique à 1460 N : vitesse d'écrasement calculée et mesurée	111
5.15	Schéma de l'essai réalisé sur la butée hydraulique	112
5.16	Évolution de l'effort maximum en fonction de la fréquence	114
5.17	Augmentation de la fréquence $\Rightarrow$ augmentation des efforts butée due à la diminution du volume de fuite lors du déplacement imposé	114
5.18	Augmentation de la fréquence $\Rightarrow$ diminution des efforts butée due au mauvais remplissage de la butée en phase de remontée.	115
5.19	Influence de la température et de la pression sur le comportement dynamique de la butée hydraulique	116
5.20	Influence du jeu corps/piston sur la butée	116
5.21	Comparaison des efforts en fonction de la fréquence, pour une même butée, à des hauteurs différentes	117
5.22	Évaluation de la raideur des butées 4, 5 et 6.	117
5.23	Comparaison des efforts calculés et mesurés pour différentes fréquences	119
5.24	Vitesse d'impact en fonction du régime : comparaison entre calcul et mesure	120
5.25	Écrasement de la butée hydraulique et levée de soupape à 800 tr/mn.	121
5.26	Calcul de l'effort de restitution comparé à la mesure pour différentes fréquences	122
5.27	Vitesse d'impact en fonction du régime : comparaison entre calcul et mesure	123
6.1	Modélisation sous Valdyn d'une commande de soupape à linguet et butée hydraulique	124
6.2	Définition d'un ressort sous VALDYN	125
6.3	Comparaison des trajets de charge et de raideur calculés avec VALDYN et mesurés	126

TABLE DES FIGURES

6.4	<i>Comparaison des maxima et minima de l'effort sous ressort pour la loi 1 . .</i>	127
6.5	<i>Comparaison des maxima et minima de l'effort sous ressort pour la loi 2 . .</i>	127
6.6	<i>Comparaison de l'effort sous ressort pour la loi 2 à 800 tr/mn</i>	128
6.7	<i>Comparaison de l'effort sous ressort pour la loi 2 à 4500 tr/mn</i>	128
6.8	<i>Comparaison de l'effort sous ressort pour la loi 2 à 7000 tr/mn</i>	129
6.9	<i>Levée dynamique maximum sur la montée en régime, comparaison du calcul Valdyn et de la mesure</i>	130
6.10	<i>Vitesse avant rebond en fonction du régime, comparaison du calcul Valdyn et de la mesure</i>	130
6.11	<i>Garde à l'affolement en fonction du régime, comparaison du calcul Valdyn et de la mesure</i>	131
6.12	<i>Régime d'affolement pour les 16 lois expérimentales, comparaison du calcul Valdyn et de la mesure</i>	131
C.1	<i>Schéma de la cinématique du poussoir</i>	147
C.2	<i>Approximation d'un bras par une masse concentrée</i>	148
C.3	<i>Principe de modélisation d'un basculeur par un degré de liberté</i>	148

Liste des tableaux

2.1	Masses et raideurs des différents composants employées selon le type de distribution	33
2.2	Valeurs discrètes du plan d'expérience	40
2.3	Détails du premier pic pour les 16 lois	41
2.4	Évolution des paramètres pour augmenter les différents régimes critiques . .	41
2.5	Corrélations des amplitudes des efforts sous ressort avec l'amplitude des harmoniques pour les lois du plan d'expérience	43
3.1	Notations employées pour le modèle 1DDL	47
3.2	Valeurs numériques employées dans le modèle	52
4.1	Notations employées pour le modèle 4DDL	59
4.2	Valeurs numériques employées dans le modèle 4DDL.	60
4.3	Fréquences propres du modèle 4DDL	61
4.4	Notations employées dans les équations du modèle	67
4.5	Caractéristiques du ressort de la culasse K_4	74
4.6	Écart de raideur admissibles d'après les tolérances	75
4.7	Fréquences propres du modèle	81
4.8	Paramètres des différents modèles de ressort après recalage	84
4.9	Temps de calcul selon la discrétisation du ressort.	85
4.10	Caractéristiques du ressort de la culasse D_4 3S+	89
4.11	Données des modèles pour la commande de soupape D_4 (ressort 3S+)	90
5.1	Notations employées dans les équations relatives à l'actionneur	99
5.2	Notations pour les équations cinématiques du basculeur.	102
5.3	Valeurs numériques du modèle de l'actionneur	104
5.4	Comparaison des vitesses d'écrasement mesurées et calculées lors des différents essais	109
6.1	Valeurs numériques des différents paramètres du modèle VALDYN	132
C.1	Notations pour les équations cinématiques du poussoir	146

Chapitre 1

Introduction

1.1 Fonctionnement d'un moteur à quatre temps

Le moteur thermique est une machine chargée de transformer l'énergie calorifique en énergie mécanique. Son fonctionnement est ainsi régi à la fois par des paramètres dynamiques (masse, vitesse, accélération ...) liés à la cinématique du système bielle/vilebrequin, et par des paramètres thermodynamiques (température, pression, volume), liés au principe du mélange gazeux dans la chambre de combustion.

La combustion du mélange gazeux dans le cylindre génère le déplacement du piston. Ce dernier, par l'intermédiaire de la bielle, va permettre au vilebrequin de tourner. Un volant moteur en bout de vilebrequin rajoute de l'inertie afin de régulariser la vitesse de rotation du moteur. L'autre extrémité du vilebrequin permet d'entraîner l'arbre à cames et les divers accessoires : pompes, alternateur, climatisation ... La transmission du mouvement de rotation aux accessoires ou à l'arbre à cames se fait grâce à des courroies, des chaînes ou des pignons. L'arbre à cames actionne les soupapes qui assurent les échanges gazeux dans le cylindre.

Le cycle thermodynamique théorique du moteur à quatre temps a été défini par Beau de Rochas (brevet de 1862) par un graphique pression/volume. (FIG. 1.1).

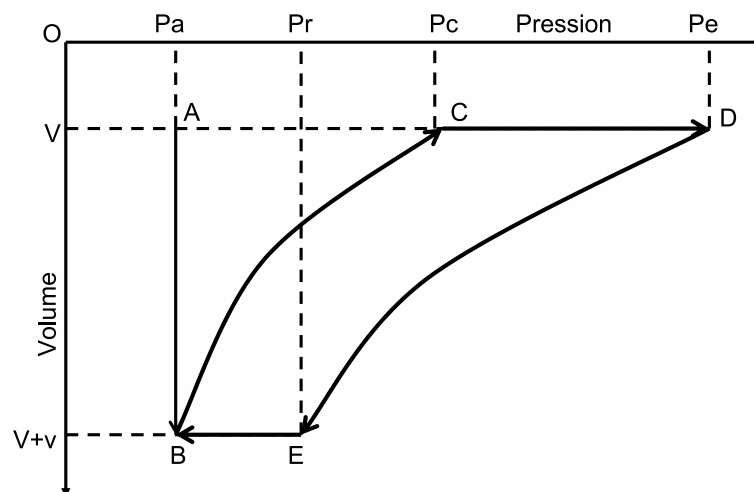


FIG. 1.1 – *Diagramme du cycle théorique de Beau de Rochas*

Description du cycle :

- A-B : la soupape admission est ouverte et les gaz sont aspirés pendant la phase

INTRODUCTION

descendante du piston. Le volume de gaz dans le cylindre augmente de V à $V+v$ tandis que la pression P_a (pression atmosphérique) reste constante

- BC : les soupapes sont fermées et le mélange est comprimé pendant que le piston remonte. La réduction du volume de $V+v$ à V provoque l'augmentation de la pression de P_a à P_c
- C : déclenchement de l'étincelle de la bougie
- CD : explosion du mélange, à volume constant, générant une augmentation brutale de la pression de P_c à P_e
- DE : détente des gaz brûlés, le piston descend et l'augmentation du volume fait chuter la pression de P_e à P_r
- EB : la soupape d'échappement s'ouvre et fait chuter la pression résiduelle des gaz à la pression atmosphérique P_a , le piston toujours en bas, il n'y a pas de variation de volume
- BA : soupape d'échappement toujours ouverte, les gaz d'échappement s'échappent pendant la remontée du piston.

Ce cycle théorique repose sur les hypothèses suivantes :

- ouverture et fermeture des soupapes d'admission et d'échappement respectivement au point mort haut (PMH) et au point mort bas (PMB) ;
- les pressions entre cylindre et atmosphère s'équilibrent instantanément ;
- combustion du mélange instantanée, donc à volume constant ;
- aucun transfert de chaleur avec les parois.

Dans la réalité, ces hypothèses ne peuvent bien entendu pas être respectées. À l'ouverture des soupapes, les pressions ne s'équilibrent pas instantanément. En effet, l'écoulement gazeux s'effectue avec inertie et frottement, et les soupapes ne peuvent pas s'ouvrir instantanément pour des raisons mécaniques. De plus, la combustion complète du mélange demande un certain temps : l'étincelle permet de démarrer un front de flamme dont la rapidité de combustion dépend de la richesse, des conditions de pression et de température, et de la turbulence.

Les pertes en énergie du moteur à combustion sont également importantes :

- transferts thermiques des parois de la chambre de combustion avec l'extérieur ;
- pertes à l'échappement ;
- pertes mécaniques : frottement des paliers, des pistons et énergie nécessaire à actionner les différents accessoires du moteur ;
- pertes par pompage, lors du remplissage du moteur en gaz frais, à basse pression.

Le cycle du moteur diesel est assez similaire à celui du moteur à allumage commandé : la principale différence étant que la combustion du mélange gazeux s'effectue de façon spontanée pour le diesel, sous l'effet de l'augmentation de pression. Le taux de compression d'un moteur Diesel, lié au carburant, est environ deux fois plus élevé que celui d'un moteur à essence.

Les contraintes sur le moteur sont de plus en plus importantes car il faut satisfaire des normes antipollution toujours plus sévères, sans dégrader le niveau des performances. Afin de rejeter moins de dioxyde de carbone (CO_2), qui est un gaz participant à l'effet de serre, il est nécessaire de diminuer la consommation des véhicules, ce qui impose d'augmenter le rendement thermodynamique du moteur. Afin de réduire les émissions polluantes et la consommation, le turbo-compresseur, chargé de comprimer les gaz à l'admission, est un organe de plus en plus utilisé. Cet ajout génère une thermique plus importante et nécessite alors de modifier la distribution.

Des contraintes plus élevées sur les moteurs vont modifier la dynamique du moteur, et ainsi se répercuter directement sur la distribution, qui va subir des contraintes mécaniques supérieures. De plus, la distribution joue un rôle central dans la combustion du moteur

puisque c'est elle qui pilote les échanges gazeux dans le cylindre, et va donc influencer sur le rendement thermodynamique et les émissions polluantes du moteur.

1.2 La distribution

1.2.1 Généralités

La distribution d'un moteur doit assurer le remplissage des cylindres en gaz frais, puis l'évacuation des gaz brûlés, tout en pouvant maintenir l'étanchéité du cylindre lors de la phase de compression et de la combustion. La distribution a donc une influence importante sur les performances et le niveau de pollution d'un moteur, et elle est aujourd'hui en partie conçue en fonction de ces deux contraintes. La distribution subit des sollicitations importantes, tant thermiques (elle est au contact de la chambre de combustion), que mécaniques (à un régime moteur de 6000 tr/mn la soupape est actionnée 50 fois par seconde).

Le système de distribution qui équipe actuellement tous les moteurs alternatifs à piston, quatre temps, est celui à soupapes actionnées par des cames. D'autres systèmes de distribution peuvent être cités :

- Le système à lumières, utilisé pour les moteurs 2 temps ou les moteurs rotatifs (Mazda RX-8). Ce système est le plus simple puisque le transfert des gaz est commandé par le piston qui obture ou ouvre une lumière : si ce système est économique et léger, il ne permet pas un remplissage très efficace.
- Le dispositif à fourreaux (Knight 1905) : le fourreau est une chemise en acier placée entre le piston et le cylindre dont le mouvement alternatif permet de découvrir des lumières pour le passage des gaz. Ce dispositif a été abandonné en 1940 pour son coût et la faible vitesse de rotation moteur qu'il autorisait.
- Le système à vanne rotative : entraînée simplement par le vilebrequin ou même par un servo-moteur piloté selon le régime (utilisé sur le moteur 2 temps de la Yamaha RD 350 LC). Un boisseau cylindrique, qui possède une encoche, tourne devant la lumière pour autoriser ou arrêter le passage des gaz. Ce système pose cependant des problèmes d'usure du boisseau.

La distribution à soupapes est actuellement la plus couramment utilisée sur les moteurs à quatre temps, car par rapport aux autres, elle assure bien le remplissage du moteur tout en étant fiable, simple et peu coûteuse.

Les moteurs actuels emploient maintenant quasiment tous des arbres à cames (AàC) en tête, c'est à dire positionnés au sommet de la culasse et entraînant directement les soupapes via des actionneurs.

L'arbre à cames peut avoir également une position latérale (FIG. 1.2), ou centrale pour les moteurs en V (l'arbre est au centre du V, au dessus du vilebrequin). L'intérêt de ces systèmes est de réduire le système d'entraînement de l'arbre à cames, au plus simple possible. L'arbre à cames est directement entraîné par le vilebrequin du moteur, à une vitesse deux fois moins élevée, par l'intermédiaire d'une courroie, d'une chaîne, ou plus rarement d'une cascade de pignons. La distance importante entre l'arbre à cames en tête, positionné au sommet de la culasse et le vilebrequin rend ce dispositif d'entraînement plus complexe par rapport à un arbre à cames latéral. Cependant, ces types de distribution ont été presque complètement abandonnés depuis dix ans. Bien que simple, ce système, actionnant les soupapes par l'intermédiaire de tiges, est peu adapté aux moteurs actuels, qui tournent plus vite. En effet, les tiges diminuent la raideur de la commande de soupape, et de surcroît, elles augmentent la masse mobile de la commande de soupape.

Afin de répondre aux normes antipollution plus sévères, une optimisation de la combustion et une optimisation du rendement du moteur sont cherchées. Ces optimisations

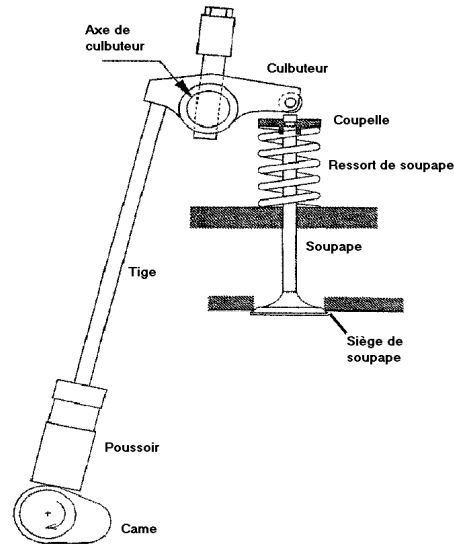


FIG. 1.2 – Exemple de distribution à arbre à cames latéral

passent par une amélioration de la distribution.

Un des premiers problèmes est la vitesse des gaz à l'admission qui commence à saturer à 110-120 m/s [52]. Cela limite donc le remplissage du moteur aux hauts régimes. Afin de palier à ce problème, beaucoup de moteurs possèdent 3 (2 admissions/1 échappement), 4 (2/2) ou 5 (3/2) soupapes par cylindres (on parle alors de culasse multisoupapes). Deux petites soupapes ont une section de passage plus importante qu'une seule grosse soupape, et permettent ainsi de diminuer la vitesse des gaz. Le débit des gaz pourra donc être augmenté, et la vitesse de rotation du moteur sera donc plus élevée avant d'atteindre cette vitesse limite. De plus, la taille de la soupape étant plus réduite, sa masse diminue et cela favorise la dynamique de distribution, autorisant même l'emploi de lois de cames plus sévères, améliorant encore le remplissage.

Par contre, il se pose le problème inverse à bas et mi-régime. La vitesse des gaz plus faible diminue la turbulence, et l'inertie insuffisante des gaz en phase de fermeture de l'admission fait perdre en remplissage. On cherche donc à avoir une vitesse des gaz qui soit relativement importante, mais toujours inférieure à la vitesse critique. L'idéal est donc d'avoir une petite levée de soupape à bas régime et une grande levée à haut régime. Ce type de problème peut être résolu en employant des systèmes de distribution variable :

- De type bi-modes : permet d'avoir soit une petite levée, soit une grande levée ; ce type de système de distribution est utilisé par Honda sur ses moteurs «V-TEC» (FIG.1.3(a)). Les deux soupapes sont normalement actionnées chacune par un linguet. À haut régime, un troisième linguet, situé entre les deux autres, en face d'une came «grande levée» peut être rendu solidaire des deux autres linguets par une commande hydraulique.
- De type continue, la levée évoluant continûment selon le régime ; BMW utilise sur les culasses «Valvetronic» (FIG.1.3(b)) un culbuteur entre la came et le linguet, dont la position d'appui sur le linguet varie grâce à un excentrique, piloté par un moteur électrique en fonction du régime, de manière à faire varier le rapport de culbuterie continûment.

Les gaz rentrent et sortent de la chambre de combustion avec une inertie qui varie selon leur vitesse, et donc selon la vitesse du moteur. Les soupapes ne s'ouvrent (ou ne se ferment) donc pas exactement au point mort haut (ou bas) du piston, mais avec un léger déphasage pour avoir un meilleur remplissage. Le déphasage optimal pour le remplissage

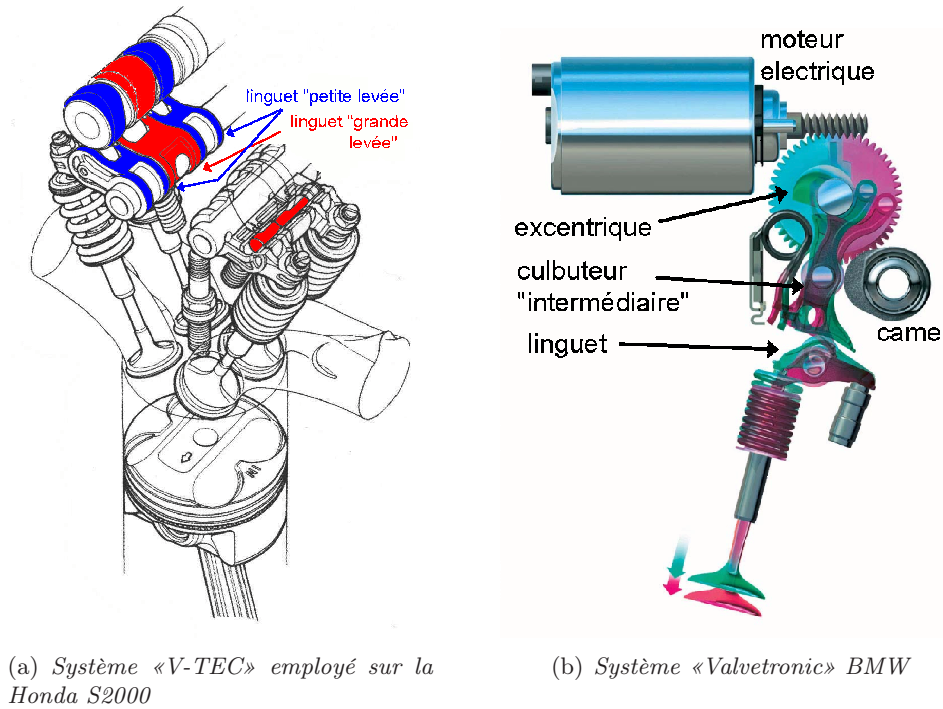


FIG. 1.3 – Exemples de distribution à linguet permettant une levée variable

varie donc selon la vitesse de rotation. Afin d'améliorer le remplissage sur toute la plage de régime, le décaleur (ou déphaseur) d'arbre à cames est, maintenant, couramment employé. Ce système permet de faire varier continûment le calage de la distribution (l'avance ou le retard à la fermeture des soupapes d'admission ou d'échappement). Le mécanisme le plus courant est celui où la poulie d'entraînement de l'arbre peut se décaler angulairement par rapport à l'arbre.

Toujours avec l'objectif d'actionner les soupapes de façon optimale, des prototypes sont actuellement développés pour remplacer l'arbre à cames et/ou l'actionneur par des systèmes électromagnétiques ou hydrauliques, mais pour l'instant, ces systèmes sont peu fiables, souvent volumineux et coûtent beaucoup trop cher.

La loi de levée de soupape joue un rôle fondamental dans la dynamique du moteur. La levée maximale de la soupape, ainsi que l'étalement de la levée sont tout d'abord imposés par les conditions de remplissage moteur. La loi qui serait parfaite pour le remplissage du moteur serait une loi rectangulaire, uniquement définie par l'étalement et la levée maximale. Une telle loi n'est cependant pas mécaniquement réalisable. La loi de levée doit donc être le meilleur compromis entre le remplissage et la tenue mécanique, sur la plage de régime définie.

La distribution est composée de plusieurs éléments qui sont en contact, et ont chacun une inertie. Il peut donc y avoir à haut régime des phénomènes dynamiques indésirables, en particulier des chocs qui peuvent avoir lieu entre les différents composants. En effet, des chocs trop importants sont à proscrire car ils affectent à la fois la tenue mécanique des composants, mais également le remplissage du moteur. Il est possible d'avoir, à haut régime, de l'excès lors de l'ouverture de la soupape, cet excès étant dû à un choc soupape/actionneur ou came/actionneur. À la fermeture, la soupape peut rebondir sur son siège : ce type de rebond est en général bien plus critique car il diminue la durée de vie de la soupape, voire provoque une rupture entre la tête et la tige.

La distribution peut également être dégradée par d'autres phénomènes. Tout d'abord

l'usure : il y a beaucoup de contacts frottants, ou de contacts avec des chocs. L'usure au niveau de ces contacts dépend également beaucoup de la lubrification. Les températures élevées de fonctionnement du moteur génèrent une fatigue accrue des composants. Pour résister à ces dégradations, chaque composant utilise un matériau adapté aux contraintes, auquel peut s'ajouter différents traitements (thermique, trempe ...).

1.2.2 Les composants

La soupape

La soupape est finalement l'élément dont il est nécessaire de contrôler le déplacement de façon précise, puisque c'est elle qui régit les échanges gazeux entre la chambre de combustion et l'atmosphère. La soupape se compose de deux parties : la tête et la queue (ou tige).

La tête est l'élément qui permet d'obturer le passage des gaz et qui est au contact de la chambre de combustion. Elle repose sur le siège : pièce spécifique insérée dans la culasse (cette dernière étant en aluminium) pour résister au contact intermittent. Le contact de la tête de soupape avec le siège permet également de refroidir la soupape. La surface de la soupape en contact avec le siège est appelé la portée.

La queue de soupape est raccordée à la tête par un congé de grand rayon en forme de tulipe. La queue est une tige cylindrique qui coulisse dans le guide (en laiton ou en acier fritté). Ce dernier est serti dans la culasse et permet également de refroidir la soupape. De façon à améliorer le transfert de chaleur entre la tête et le guide, la tige peut être creuse et remplie de sodium (moteur Volkswagen TFSI). La tige peut être conçue pour optimiser la dynamique ou faciliter le passage des gaz. Pour cela, elle peut être en titane (Suzuki GSX-R 2004), afin de réduire la masse, ou bien avoir une restriction de section avant la tulipe.

Les actionneurs

L'arbre à cames peut commander trois types d'actionneurs : le poussoir, le linguet et le culbuteur.

Le poussoir (FIG. 1.4(a)) - la distribution est alors qualifiée de distribution à attaque directe : cet actionneur est celui qui offre la meilleure rigidité, même si sa raideur varie selon l'excentration du point de contact avec la came. Le poussoir est guidé par la culasse. Le plateau supérieur du poussoir possède aujourd'hui un revêtement permettant de diminuer largement le frottement et donc l'usure. Cela permet de ne plus faire de réglage de jeu au cours de la vie du moteur.

Le linguet (FIG. 1.4(b)). Le mouvement du linguet est défini par :

- une rotation à l'une de ses extrémités, présentant éventuellement une butée hydraulique ;
- le contact avec la came, le linguet peut posséder soit un roulement à aiguilles afin de diminuer les frottements, soit un simple patin (BMW M3) pour réduire la masse ;
- le contact à la soupape à l'autre extrémité du linguet ;

Le linguet est conçu pour avoir une faible masse mobile , et permet une implantation des arbres à cames moins contraignante par rapport à une distribution à poussoirs. En revanche, l'usinage de la came est plus délicat car elle contient des concavités.

Le culbuteur (FIG. 1.5) : contrairement au linguet, son axe de rotation se trouve au centre, les deux extrémités étant en contact avec la came et la soupape. Pour des raisons géométriques, le culbuteur est l'actionneur qui offre la rigidité la plus faible et la masse mobile la plus importante. L'axe de rotation est généralement une «rampe» permettant la lubrification de l'axe de rotation. Le culbuteur permet de n'utiliser qu'un seul arbre à cames pour actionner les soupapes d'admission et d'échappement. Le culbuteur «fourche», possé-

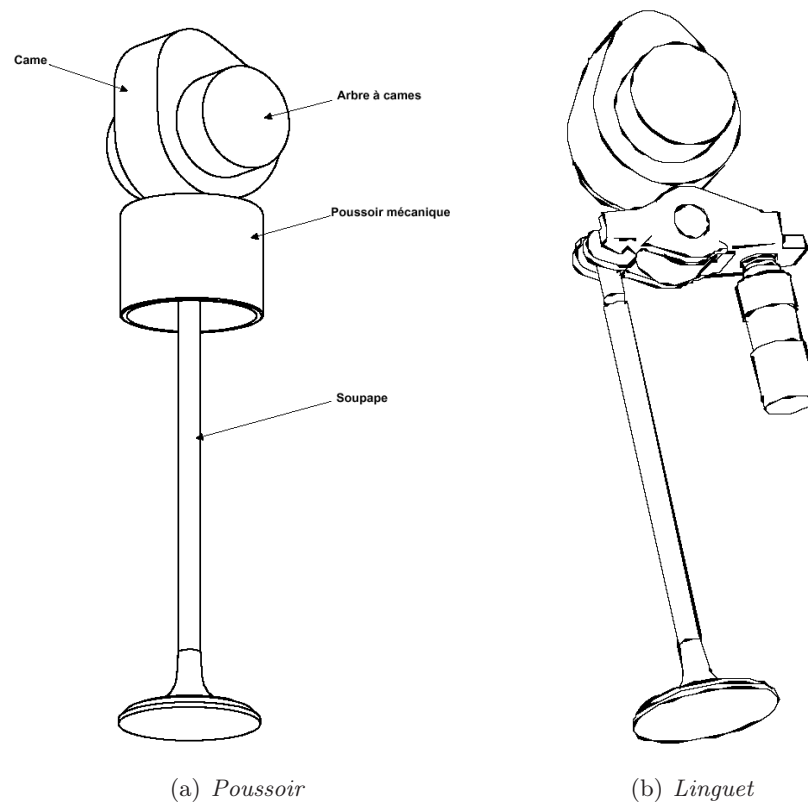


FIG. 1.4 – Schémas de distribution à poussoir et linguet

dant deux bras côté soupapes, permet même, sur une culasse multisoupapes, d'actionner deux soupapes en même temps (Renault 1,2L 16S).

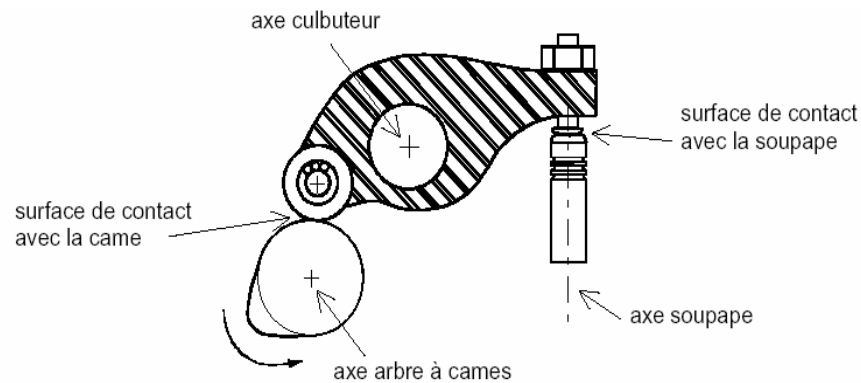


FIG. 1.5 – Schéma du culbuteur

Ces deux derniers types d'actionneur sont également appelés de façon générique basculeurs. Les équations cinématiques permettant de définir leur mouvement sont identiques. Le rapport de culbuterie, rapport entre la distance (centre de rotation du basculeur/point de contact avec la soupape-basculéur) et la distance (centre de rotation du basculeur/point de contact came-basculéur), varie au cours de la levée de soupape, et peut ainsi modifier la raideur entre la came et la soupape.

Le ressort de soupape

Le ressort a pour rôle de maintenir la soupape en contact avec l'actionneur, en phase de levée, ou avec le siège, en dos de came (phase de fermeture). La soupape est rattachée au ressort par l'intermédiaire d'une coupelle (FIG. 1.6). Deux clavettes (ou demi-lunes) permettent de fixer la coupelle à la soupape. Le ressort de soupape est de type hélicoïdal, et les deux spires extrêmes sont meulées et rapprochées, afin que l'appui du ressort sur la culasse ou la coupelle soit plat et avec une surface assez importante. Ces deux spires sont qualifiées de *spires mortes* car elles servent uniquement pour les appuis, les autres spires sont dites *actives* car ce sont elles qui créent les efforts. Le ressort est généralement à pas variable : lors de sa compression, les spires rentrent en contact et modifient donc sa raideur. Cette raideur variable permet de diminuer les amplitudes des oscillations des spires centrales du ressort. La précharge du ressort doit être suffisante pour éviter que les contre-pressions dans les conduits ne provoquent la réouverture de la soupape quand elle est fermée, et assurer que la soupape ne va pas trop décoller de l'actionneur sous l'effet de son inertie à haut régime. Le ressort permet également de faire tourner la soupape autour de son axe, grâce au couple généré par son écrasement alternatif, afin de nettoyer la portée de la soupape sur le siège et de répartir uniformément l'usure.

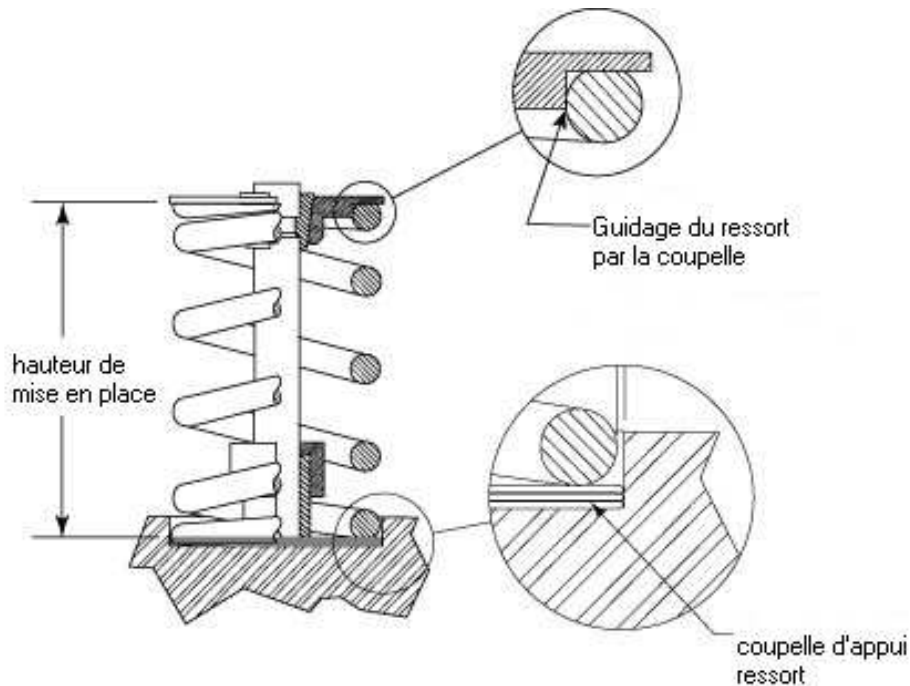


FIG. 1.6 – Ressort de soupape en place

La raideur du ressort est nettement plus faible que celle des autres composants, et compromet souvent la dynamique de la commande de soupape. Pour résoudre ce problème, une alternative au ressort est d'utiliser un deuxième culbuteur (distribution desmodromique des moteurs Ducati), ou bien un système de rappel pneumatique (moteurs de Formule 1). Ces systèmes assurent une bien meilleure rigidité mais sont trop coûteux pour être appliqués en grande série.

L'arbre à cames

L'arbre à cames sert avant tout à commander les soupapes. Il est entraîné par le vilebrequin par l'intermédiaire d'une courroie, d'une chaîne, ou très rarement d'une cascade de

pignons. Cependant, l'arbre à cames peut servir également à entraîner un autre élément du moteur, comme une pompe d'injection diesel, la climatisation, ou même à actionner des injecteurs pompes (moteurs TDI Volkswagen). Cela a pour effet d'augmenter les contraintes et l'acyclisme de l'arbre à cames.

Les arbres à cames peuvent être en fonte, dans ce cas ils sont taillés dans la masse avec les cames. Ils peuvent également être en acier, ils sont alors assemblés : ils sont composés d'un tube, sur lequel sont rajoutés les cames et les embouts, avant d'usiner l'arbre à cames complet. Dans certains cas, rares, où l'arbre à cames est très sollicité mécaniquement, il peut être en acier taillé dans la masse.

L'arbre peut permettre de lubrifier les paliers, et plus rarement la came pour diminuer l'usure au contact de l'actionneur [78]. Pour cela, des conduits sont réalisés dans l'arbre. En dehors d'une conception à rouleaux, le contact came-actionneur est le contact où l'usure est la plus importante, et une attention spéciale est portée aux matériaux employés, ainsi qu'à l'huile.

L'arbre à cames est maintenu dans la culasse par des paliers, généralement au nombre de 5 pour un quatre cylindres. Sur une culasse à 4 soupapes par cylindre, les paliers sont souvent placés entre les deux soupapes d'un même cylindre, s'il y a assez de place, afin de reprendre au mieux les efforts.

Le système hydraulique de rattrapage des jeux

Des jeux sont normalement présents dans la commande de soupape : ils sont nécessaires, et calculés, pour compenser la dilatation provoquée par la thermique du moteur, mais ils sont aussi une conséquence de l'usure qui se produit au cours de la vie du moteur. Ces jeux modifient la dynamique d'ensemble. Une solution courante repose sur l'utilisation d'une butée hydraulique pour rattraper ces jeux

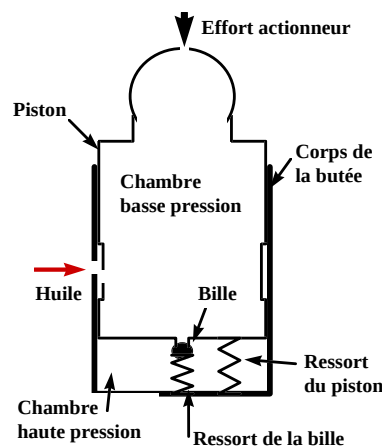


FIG. 1.7 – Schéma d'une butée hydraulique

Au cours de la levée de soupape, la butée est comprimée, la bille assure l'étanchéité (FIG. 1.7) entre les chambres haute pression (HP) et basse pression (BP). La butée va alors très légèrement s'enfoncer (de l'ordre de quelques centièmes de millimètre) car de l'huile s'échappe de la chambre HP grâce au jeu entre le piston et le corps de la butée. Lors du retour sur la phase dos de came (soupape normalement fermée), il existe un petit jeu entre la came et le linguet. La bille, sous les effets combinés de la pression d'huile dans la chambre basse pression et du ressort sous le piston, va libérer le passage entre les deux chambres : la chambre HP se remplit en huile et le piston remonte jusqu'à avoir totalement compensé le jeu.

INTRODUCTION

Le rattrapage hydraulique des jeux permet de limiter l'évolution dynamique de la distribution au cours du temps, l'absence des jeux permet également de réduire le bruit de la commande de soupape. Enfin, la disparition du réglage manuel des jeux en usine ou en après-vente représente une économie en faveur de ce système. Il y a néanmoins des inconvénients : sensibilité à l'émulsion, bruit lors de démarrage à froid (à l'arrêt, les soupapes ouvertes font s'enfoncer les butées), raideur moindre, donc dégradation de la dynamique. À haut régime, les pertes de contact entre l'actionneur et la soupape, en phase de levée, peuvent provoquer un gonflement indésirable de la butée (pump-up).

Dans un poussoir ou un culbuteur (Fig. 1.8), la butée hydraulique est incluse dans l'actionneur, contrairement au linguet (Fig. 1.9) où il s'agit généralement d'une pièce spécifique faisant office de pivot, ce qui permet de gagner en masse mobile.

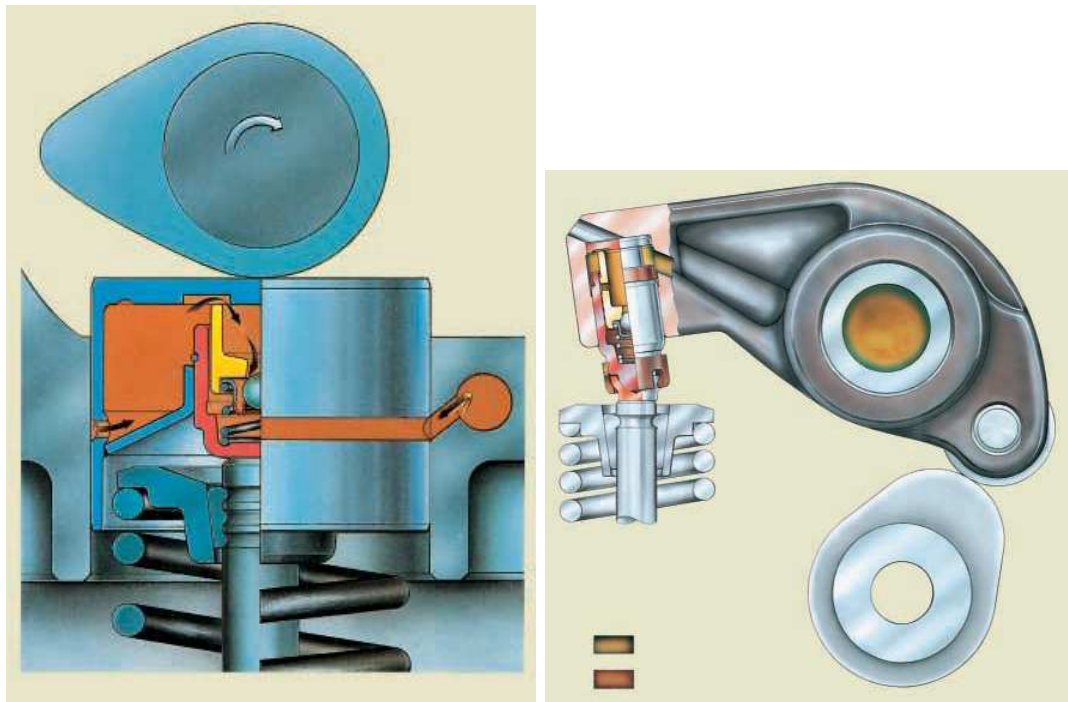


FIG. 1.8 – Butée dans l'actionneur : exemples de poussoir et de culbuteur

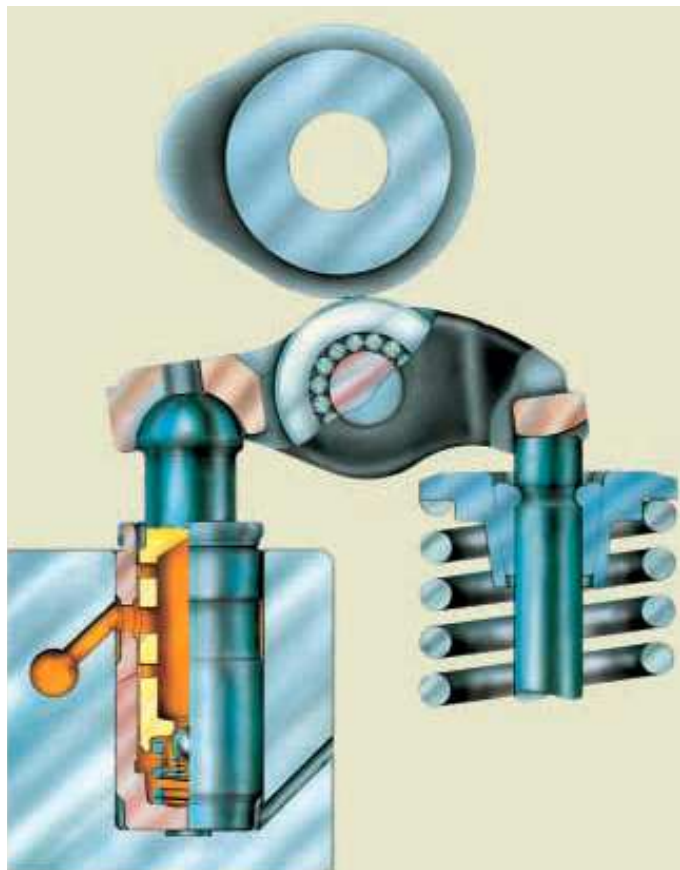


FIG. 1.9 – *Butée dans la culasse : le linguet*

1.3 Problématique de la distribution

1.3.1 Création de la loi de levée de soupape

La loi de levée de la soupape définit les échanges gazeux du cylindre. Elle est donc importante pour la dynamique et le fonctionnement du moteur. Toutes les recherches pour faire évoluer la distribution ont d'ailleurs pour seul but d'optimiser la loi. Quel que soit le système de distribution employé, la loi de levée doit être le meilleur compromis entre remplissage et tenue mécanique des éléments.

Une loi parfaite pour le remplissage serait une loi rectangulaire (FIG. 1.10), mais elle est mécaniquement irréalisable (vitesse et accélération infinies). La loi de levée de soupape est actuellement calculée à partir du remplissage moteur. Ce qui se traduit par un étalement (durée d'ouverture de la soupape) de la loi et une levée maximum qui sont imposés. Dans cette étude, l'étalement est défini comme la plage angulaire où la levée de soupape est supérieure à 0,7 mm, car le passage des gaz est trop faible en dessous de cette valeur. Les caractéristiques de la loi varient selon le type de moteur, et les conditions de fonctionnement. Par exemple, la loi d'un moteur typé sport, ayant un régime maximum élevé, a généralement un étalement important.

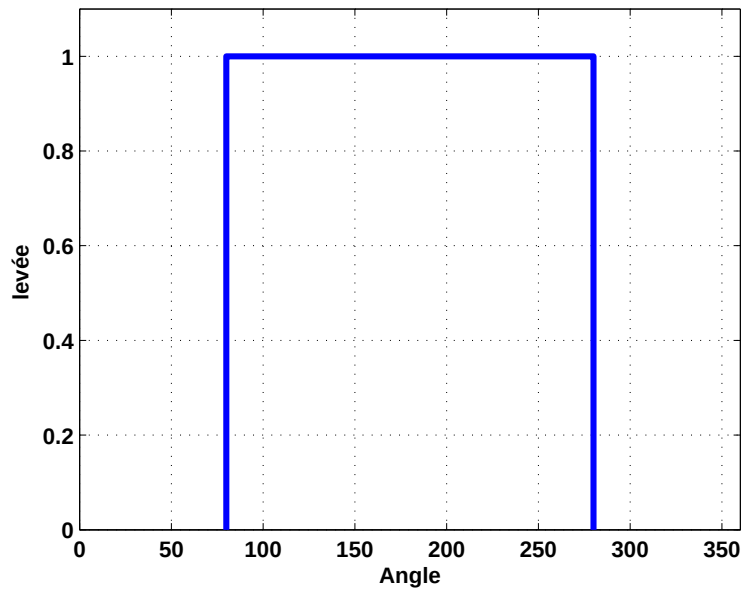


FIG. 1.10 – Définition de la loi de levée «parfaite»

Il existe plusieurs manières de définir une loi de levée : par des polynômes, par des séries de Fourier, ou bien directement, en définissant le squelette d'accélération de la loi. Cette dernière solution est celle qui est actuellement employée chez Renault. La levée est définie ensuite par une double intégration de l'accélération. Cette méthode permet de mieux contrôler la dynamique, et d'éviter le bruit numérique qui serait dû à la dérivation de la levée, si elle était la donnée de départ. De plus, cela permet d'avoir un plus grand nombre de paramètres facilement identifiables (différents étalements, accélérations minimum et maximum, ...).

L'accélération de la soupape (illustrée FIG. 1.11) commence et se termine par des rampes de silence, qui servent à limiter la vitesse d'impact, donc l'énergie du choc, de la came sur l'actionneur en début de levée, et à limiter la vitesse de repose de soupape en

fin de levée. La loi d'accélération présentée (FIG. 1.11) est celle d'un moteur équipé d'une distribution à linguets et butées hydrauliques. Les rampes de silence sont plus larges pour les moteurs sans rattrapage de jeu hydraulique car elles doivent compenser les effets de la dilatation quand le moteur monte en température. Sur une distribution à rattrapage de jeu hydraulique, la rampe de silence à l'ouverture est très courte, et peut être éventuellement supprimée, ce qui permet d'améliorer le remplissage. La rampe de fermeture a principalement pour rôle de compenser l'écrasement de la butée en fin de levée.

Pour créer cette loi d'accélération, les deux pics d'accélération sont décomposés (FIG. 1.11) en différents segments qui sont définis par :

- la largeur de rampe de silence ;
- l'accélération maximale de la rampe ;
- les largeurs des 3 segments du pic : montée - plateau - descente ;
- l'accélération maximale du pic.

L'accélération négative, entre les deux pics, peut être définie de deux façons différentes :

- par une forme parabolique : la largeur de la partie négative est définie et la parabole est conçue pour optimiser l'effort minimum qui s'exerce sur le linguet ;
- par une forme rectiligne : décomposée en 4 segments dont la largeur et la pente des trois premiers sont définies, cette méthode permet de mieux façonner l'accélération négative.

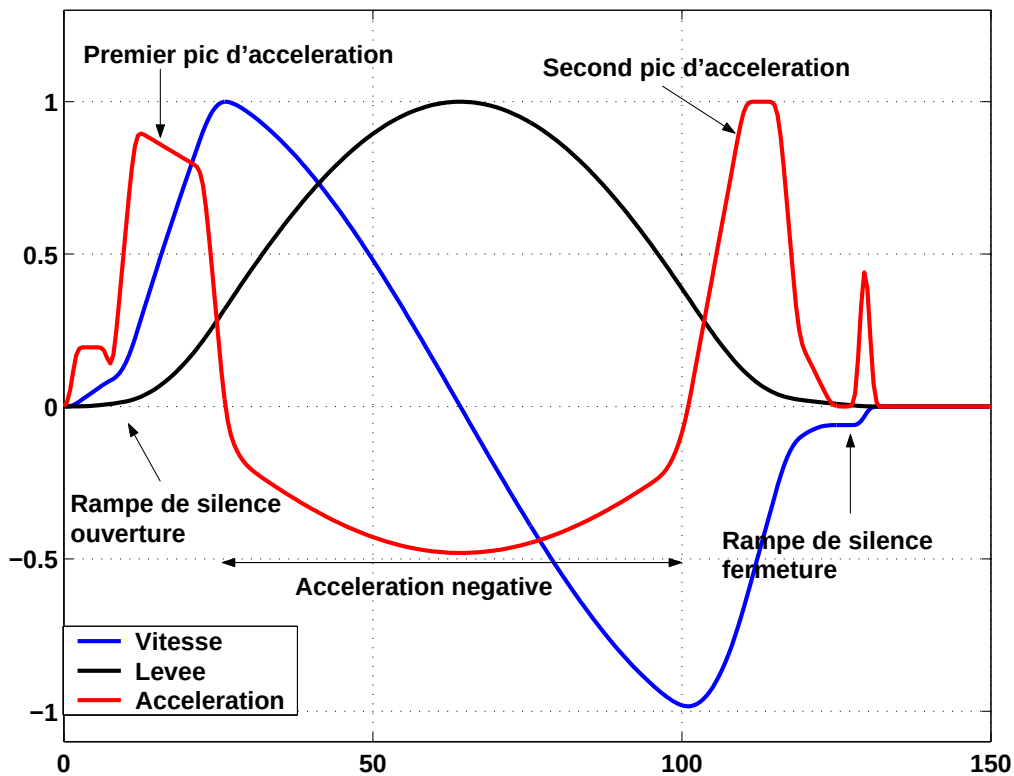


FIG. 1.11 – Définition d'une loi de levée

Les intégrales de l'accélération et de la vitesse doivent être nulles sur un tour. Les deux paramètres suivants sont calculés afin que ces conditions soient respectées :

- minimum de l'accélération négative ;
- maximum de l'accélération du second pic.

Enfin, cette courbe composée en majorité de segments rectilignes est lissée pour don-

ner la loi d'accélération finale. Cela a donc pour effet de diminuer les jerks (dérivée de l'accélération par rapport au temps), en particulier au niveau des rampes de silence, où il seraient infinis, ce qui est néfaste au bon comportement dynamique de la distribution [59].

Les contraintes portent sur la levée maximum et l'étalement, alors que ce sont les résultats de la double intégration. Cela oblige donc à faire plusieurs itérations en modifiant la loi d'accélération avant d'obtenir un résultat satisfaisant. De la levée de soupape, et en connaissant la géométrie de la commande de soupape, le profil de came est déduit par un calcul cinématique. Il est ainsi nécessaire de déterminer quels sont les paramètres de la loi de levée qui permettent d'optimiser l'ouverture de la soupape, sans dégrader le comportement dynamique de la distribution.

Pour la réalisation de l'arbre à cames, les différents angles de calage des cames sont définis en dernier lieu. Dans le cas d'un moteur possédant quatre soupapes par cylindre, les cames admission ou échappement d'un même cylindre peuvent être décalées de deux degrés, au lieu d'actionner les deux soupapes en même temps, pour diminuer le bruit de la distribution.

1.3.2 Problèmes générés par la dynamique

La loi de levée de soupape est principalement ce qui va créer l'excitation de la commande de soupape. La cinématique définie ne peut pas être respectée exactement. En effet, la cinétique des pièces augmente avec le régime et contribue à déstabiliser la distribution. Ceci ajouté à l'influence de la raideur des différents composants va inévitablement perturber la levée cinématique définie initialement (FIG. 1.12).

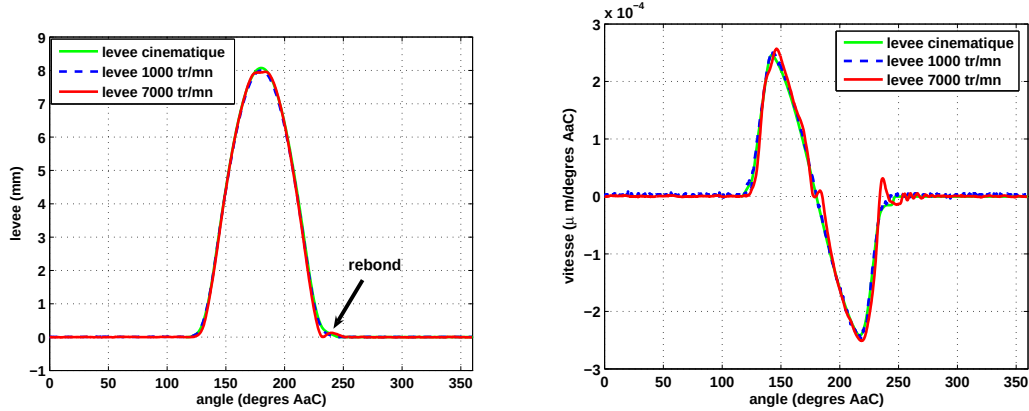


FIG. 1.12 – Levée et vitesse de la loi échappement du moteur K_4 : comparaison de la cinématique, et des mesures à 1000 et 7000 tr/mn.

Quand l'épure est terminée, des essais sont réalisés afin de vérifier que ces phénomènes dynamiques ne sont pas trop perturbateurs. Pour cela, la culasse est testée seule, l'arbre à cames étant directement entraîné par un moteur électrique. Les mesures effectuées généralement sont : la levée, la vitesse, les efforts sous le ressort et la déformation du linguet. Ces mesures permettent de vérifier que les pertes de contact ne sont pas trop importantes, et qu'elles se produisent à un régime supérieur au régime de coupure du moteur. L'écart entre le déplacement de la soupape et la levée cinématique ne doit pas dépasser un certain seuil. Le régime d'affolement de la distribution est le régime moteur auquel ce seuil est atteint.

1.4 Bibliographie

La bibliographie suivante porte sur la loi de came, les essais relatifs à la dynamique de distribution, et les modèles dynamiques correspondants. Tout d’abord, un état de l’art est réalisé sur l’aspect cinématique, en particulier le profil de came, puis une bibliographie sur les essais permet de montrer les nuances entre réponse dynamique et cinématique. Enfin, l’évolution des modèles numériques est présentée suivant l’ordre choisi pour le mémoire : cela commence par les modèles généraux de la distribution, avec d’abord les modèles simples à un degré de liberté, puis les modèles plus complexes à plusieurs degrés de liberté pour prendre en compte le mouvement de chaque composant individuellement. Les différentes modélisations spécifiques aux composants seront par la suite détaillées composant par composant.

1.4.1 Réalisation de la loi de levée

Le profil de came crée l’excitation de la commande de soupape, et si l’affolement de la commande de soupape arrive à un régime trop faible, le profil est l’élément qui est modifié en premier. Il faut néanmoins prendre en compte son influence sur la dynamique et le rendement global du moteur lorsqu’il est modifié [6]. Pour toutes les distributions à soupapes, l’accélération de la soupape sur un tour se décompose comme suit : une rampe de silence à l’ouverture et à la fermeture, un premier pic pour l’ouverture de la soupape, une partie négative de l’accélération, et un second pic positif pour la fermeture de la soupape. À partir de ce modèle, de petites variations existent : à la frontière positif/négatif des pics d’accélération, l’accélération marque un palier [81][29], ou possède une petite rampe de silence [17][11], pour aider à stabiliser le système. De plus, sur ce dernier exemple, la première partie de l’accélération négative décroît de façon progressive, par paliers, afin de diminuer la dynamique. De nombreuses expériences, ou simulations numériques, ont aussi été réalisées de manière à voir quelle était la meilleure méthode pour le calcul du profil de came, toujours dans l’objectif de minimiser des phénomènes dynamiques indésirables tels que le rebond ou l’excès à l’ouverture de la soupape. Une des premières méthodes est la méthode «polydyne» qui crée un profil de came par des polynômes. La construction d’une loi à partir d’une dizaine de polynômes est détaillée par Park [62], qui n’utilise finalement qu’une quinzaine de paramètres pour optimiser la loi, en particulier les vitesses et accélérations maximales. Il existe une autre méthode qui utilise des séries de Fourier [26][25] pour construire le profil de came. Cette méthode a l’avantage de pouvoir donner plus facilement la réponse fréquentielle du système. Les séries de Fourier sont utilisées par Rover [29], essentiellement pour la construction des pics d’accélération de la loi. La méthode «hysdyne» [36] de Kanesaka utilise un modèle simple à une masse, en tenant compte de l’hystérésis pour le trajet de charge du ressort, pour optimiser la définition des harmoniques de la loi de came. Une comparaison [54] des résultats dynamiques, entre les profils de came parabolique, harmonique et cycloïdal, montre que le profil cycloïdal a l’avantage de réduire les pics et les oscillations des efforts. Une des raisons de ce meilleur comportement dynamique vient du fait que le profil d’accélération créé est plus lisse que les deux autres.

Les rampes de silence ont également un rôle important dans la dynamique car elles servent à limiter la vitesse d’impact en début et fin de levée. Il est également préférable que les jerks (dérivée de l’accélération de la soupape) de ces rampes de silence ne soient pas trop élevés [59] afin de ne pas amplifier les vibrations dans la commande de soupape.

1.4.2 Les mesures sur la distribution

La levée de soupape réelle ne doit pas trop s’éloigner de sa définition cinématique. Afin de valider la dynamique de la distribution, il est principalement procédé à des expériences

tations, qui permettent également de pouvoir recalculer les modèles numériques. Parmi les mesures globales, des mesures montrent l'influence des harmoniques de la loi de came sur la dynamique [67][60].

Des mesures spécifiques ont été réalisées pour évaluer l'influence de l'amortissement du ressort sur le comportement dynamique [49]. Pour cela, une bague entourant le ressort, et dont la pression sur le ressort peut être modifiée par une vis, a été mise en place, de manière à créer un amortissement. Ces essais ont montré qu'une augmentation de l'amortissement du ressort permettait une diminution significative du rebond de la soupape, mais qu'un amortissement trop élevé provoquait une perte de contact entre le culbuteur et la soupape, ce qui paraît logique étant donné que la vitesse de réaction du ressort est diminuée.

Afin de recalculer ses modèles, Roskilly [72] commence ses essais en réalisant des mesures de fréquences propres du ressort de soupape et de l'arbre à cames, car ce sont deux composants influents sur la dynamique de la distribution. Les contraintes du ressort sont mesurées en mettant des jauges de déformation en torsion à l'extérieur de la spire du ressort. La contrainte la plus élevée est trouvée au niveau de la dernière spire libre, elle est donc prise comme référence. De manière à simplifier les efforts s'exerçant sur l'arbre à cames, des essais avec uniquement une soupape installée ont été réalisés. Lors des essais, des mesures de la fréquence propre de l'arbre à cames sont faites. La fréquence mesurée est plus faible à bas régime qu'à haut régime. Roskilly explique que cela vient de la tension de la courroie de distribution qui change elle aussi avec le régime. Le déplacement de l'arbre à cames est mesuré, et des accéléromètres sont mis en place sur la coupelle de la soupape ainsi que sur la culasse de façon à pouvoir les soustraire et ainsi ne pas tenir compte de la déformation de la culasse.

Afin de déterminer les frottements dans la distribution, des mesures du couple sur l'arbre à cames ont été réalisées [41] en plaçant des jauges de contraintes sur la poulie de l'arbre. Ces tests montrent d'abord que le couple résistant des paliers sur l'arbre est faible devant les autres efforts agissant sur l'arbre. Les essais montrent également qu'à haut régime, les vibrations de l'arbre à cames sont principalement provoquées par les vibrations de la distribution et que les pertes par frottements diminuent quand le régime augmente, ceci étant principalement dû aux changements des conditions de lubrification et de l'épaisseur du film d'huile, qui augmente avec la vitesse de rotation [13].

De plus, les pertes par frottements sont plus importantes du côté de l'échappement par rapport à l'admission du fait de la pression exercée par les gaz à l'ouverture de la soupape. Un test supplémentaire a été réalisé en diminuant la tension de la courroie par rapport à l'origine [13], mais aucune corrélation claire n'a pu être établie entre le couple de l'arbre et la tension.

Pour évaluer les frottements dans la distribution, des mesures des efforts ressort et du couple de l'arbre à cames sont réalisées [15][86][79][8]. Les frottements générés par le contact came/actionneur et ceux dus au frottement de l'arbre sur ses paliers sont mesurés comme étant les plus élevés. La précharge du ressort est en particulier ce qui a la plus forte contribution dans les frottements entre came et poussoir. Dans cet objectif, une réduction de la masse mobile de la commande de soupape permet de diminuer la charge du ressort [20][37][38], et ainsi de diminuer les frottements tout en améliorant le comportement dynamique de la commande de soupape.

Afin de déterminer quel composant, ou paramètre de la loi de levée, a le plus d'importance dans le bruit émis par la culasse, un plan d'expérience est réalisé [75]. Le niveau du jerk (modifié pour avoir une vitesse de fermeture identique) est ce qui a le plus d'importance sur le niveau acoustique, nettement plus qu'un changement de matériau du couvre-culasse (aluminium → fonte).

Toujours dans l'objectif de diminuer le bruit, une mesure des fréquences de résonance sur des soupapes composées de différents matériaux a été réalisée [89]. L'amortissement mesuré

(méthode logarithmique) est faible, de l'ordre de $10^{-3} - 10^{-4}$. Les fréquences trouvées, soupape seule, pour des soupapes en acier, sont de l'ordre de 14000 Hz en extension et 1500 Hz en flexion. La soupape a donc des fréquences propres élevées par rapport aux autres composants de la distribution.

1.4.3 Modèles à un degré de liberté

Afin de réduire les essais sur la distribution, des modèles numériques sont introduits pour reproduire la dynamique de la distribution. Un modèle à un degré de liberté permet de faire une première approximation, assez simple, du comportement dynamique de la soupape.

Matsuda [50] présente un modèle comprenant deux raideurs (linguet et ressort), avec ou sans perte de contact au niveau du linguet. Ce modèle offre une bonne corrélation par rapport à la mesure tant que les vibrations du ressort de soupape sont faibles.

Des paramètres supplémentaires ont été pris en compte, tel que le frottement de Coulomb au niveau du pivot du culbuteur [85][55][31], ce qui rend le modèle non-linéaire. Il est également possible de prendre en compte une raideur de contact représentant le siège afin de modéliser le rebond de la soupape sur le siège [66][65], Johnson [34] rajoutant même un frottement de type Coulomb au niveau du siège. Ce frottement se justifie par la géométrie du contact soupape/siège, qui est conique.

Le principal avantage des modèles de ce type est la rapidité de réalisation du modèle et du temps de calcul, car pour avoir une réponse stationnaire du problème, il est nécessaire d'effectuer la résolution des équations sur plusieurs tours d'arbre à cames.

1.4.4 Modèles à plusieurs degrés de liberté

La modélisation à un degré de liberté étant trop simple pour pouvoir prédire correctement tous les phénomènes dynamiques, il est nécessaire de développer un modèle plus complet.

Modélisation de la distribution

Les modèles les plus courants que l'on retrouve dans les articles comprennent chacun au moins trois degrés de liberté : un pour l'actionneur (culbuteur, linguet ou poussoir), un pour la soupape, un si une butée hydraulique est présente et un pour une tige dans le cas d'une distribution à arbre à cames latéral ou central.

La rotation d'un basculeur étant assez faible, elle peut être intégrée dans un modèle unidimensionnel sous la forme d'un degré de liberté en translation [58], en calculant les masses et raideurs équivalentes.

Chan [12], dans son modèle de distribution hydraulique à linguet, propose une modélisation de la soupape par trois degrés de liberté : translations longitudinale et latérale, et rotation. En effet, le point de contact entre le linguet et la tige de soupape se déplace latéralement, et la soupape a un mouvement de rotation que l'on peut prendre en compte. De plus, le ressort de soupape exerce lui aussi un couple au sommet de la soupape. Le mouvement de rotation de la soupape peut être pris en compte, cependant les données pour le recalculer sont délicates (mesure de la rotation de la soupape par une caméra) et difficilement exploitables. Par contre, ce modèle permet de prendre en compte le lieu du choc qui se situe d'un côté ou l'autre du siège lors de la fermeture. La soupape peut être modélisée comme déformable. Elle est alors représentée par deux masses [77][71][16], l'une représente la tige de la soupape, en contact avec le guide ($\rightarrow$ frottement), et l'autre, la tulipe, pouvant être en contact avec le siège. Ces deux masses sont reliées entre elles par un couple rigidité/amortisseur.

Un modèle prenant en compte l'arbre à cames a été présenté par Roskilly [72] sur une distribution à attaque directe. Ce modèle, réalisé pour une soupape comprend une masse pour l'arbre à cames, une pour l'ensemble soupape/poussoir et pour chaque spire libre du ressort. La possible perte de contact est prise en compte en ne faisant travailler les éléments correspondant qu'en compression. Le modèle donne une assez bonne corrélation avec les expériences menées en parallèle, et montre bien l'influence sur l'accélération de la soupape de la force de contact came/poussoir et de la rigidité de l'arbre à cames. Les modèles complets de l'arbre utilisent généralement des systèmes masses/raideurs [28][10], prenant en compte la flexion et la torsion de l'arbre à cames. Ross [73] se sert d'un tel modèle pour montrer l'influence des paliers sur le comportement dynamique de la commande de soupape.

Afin de montrer l'influence de l'inertie de l'arbre dans les variations de couple observées, une modélisation isolée de l'arbre à cames est réalisée. Les efforts aux soupapes sont introduits, et le couple de l'arbre à cames est prédit en prenant un modèle avec juste une inertie, représentant l'arbre en rotation, et un couple raideur/amortissement (variant selon le régime) représentant la courroie [53].

Il est possible d'améliorer la représentativité de la modélisation en tenant compte des effets des gaz sur les soupapes d'échappement [64]. En effet, suite à la combustion dans le cylindre, la came doit exercer un effort supplémentaire pour contrer la force des gaz de la combustion. Une fois que la soupape s'est ouverte, la différence de pression qui s'exerçait diminue très rapidement. Cette modélisation est basée sur un calcul simple du flux des gaz d'échappement.

La présence de films d'huile entre les différentes pièces en contact est un autre paramètre qui peut être pris en compte pour améliorer la modélisation [44]. La raideur des composants de la distribution peut être estimée par un calcul éléments finis [51], mais cette raideur est généralement surestimée de par la présence des films d'huile entre les pièces [17].

Les contacts intermittents entre les éléments sont principalement modélisés par une simple raideur, mais certains modèles utilisent un coefficient de restitution [55]. La dissipation au niveau des contacts se fait généralement pas un amortissement visqueux, mais dans certains cas, en particulier pour le contact soupape siège, il peut y avoir un frottement de Coulomb [66][65][30].

Les conditions de contact entre la came et le culbuteur ont été décrites par Lindholm [48] : les contacts des paliers ont été modélisés par le modèle de frottement de Coulomb, et une estimation de la vitesse du rouleau du linguet est donné en négligeant le glissement, trouvé faible. Les frottements dans la distribution peuvent également être estimés par les mesures des efforts et d'après la cinématique [82]. Les frottements dans la commande de soupape étant assez faibles, ils sont rarement pris en compte dans la dynamique de la commande de soupape. Cependant, dans le cas du poussoir, des modèles calculant l'épaisseur du film d'huile sont réalisés, mais essentiellement pour déterminer si le contact est critique en terme d'usure [88][83].

La résolution des équations régissant le modèle se fait en général par une méthode de Runge-Kutta [45][70][39], mais d'autres méthodes peuvent être employées, comme une résolution employant des matrices de transfert [63], qui a l'avantage d'être plus rapide, mais l'inconvénient d'être moins précise. Cependant, l'influence du pas de temps sur le calcul n'est pas étudiée. Des modèles à un et deux degrés de liberté ont également été résolus par des transformées de Laplace [7], pour calculer la réponse exacte, mais les modèles sont simples, utilisant des raideurs constantes, moyennes des raideurs réelles qui sont variables.

La butée hydraulique

La butée hydraulique est un composant qui demande une modélisation particulière, car son mouvement est généré par des phénomènes hydrauliques et mécaniques.

INTRODUCTION

Dans les distributions purement mécaniques il existe du jeu dans les commandes de soupapes qui est dû soit aux variations de température que connaît le moteur, soit à l'usure des éléments. Ce jeu doit donc être contrôlé régulièrement au cours de la vie du moteur. Ainsi, l'introduction de la butée hydraulique dans la distribution est importante car en rattrapant les jeux entre la came et la soupape, elle a permis de diminuer les coûts de maintenance du moteur. De plus, les vibrations sont diminuées et le moteur est ainsi rendu plus silencieux. Cependant, la présence d'une butée hydraulique diminue la rigidité de la distribution et donc sa fréquence propre, de surcroît, le système de clapet anti-retour entre les chambres haute pression et basse pression est sensible à la dynamique de la distribution. De plus, à l'arrêt du moteur, les soupapes restant ouvertes font s'enfoncer la butée, ce qui provoque au redémarrage une importante vitesse de rebond de ces soupapes. Enfin, le bon fonctionnement de la butée est dépendant du circuit d'alimentation d'huile, une augmentation de la pression d'alimentation permet de diminuer l'émulsion de l'huile, mais augmente les risques de pump-up (gonflement de la butée hydraulique) [56]. Les expériences [43] qui ont été réalisées, sur un moteur à arbre à cames latéral, montrent que l'enfoncement de la butée est directement lié à l'ouverture du clapet anti-retour provoqué par l'instabilité de la butée et les variations de pression lors de la fermeture de la soupape. De plus, la rigidité de la butée diminue quand la vitesse de rotation du moteur augmente car la compressibilité de l'huile augmente. Cette augmentation est provoquée par l'augmentation de la température, mais surtout par la présence d'air dans l'huile. Des expériences réalisées sur des distributions hydrauliques à attaque directe [69] ou à linguet [56], avec une mesure directe de la hauteur de l'ogive du linguet (en contact avec le linguet) dans ce dernier cas, montrent très clairement que la butée s'enfonce lors de la levée beaucoup plus lorsqu'il y a présence d'air dans l'huile. D'un autre côté, lorsque la butée n'est plus contrainte parce que le rebond devient trop important, la butée a tendance à gonfler du fait de la surpression de l'huile dans la chambre inférieure. De tels déplacements de la butée sur un cycle sont néfastes pour la dynamique, car l'ouverture ou la fermeture de la soupape ne se fait plus au niveau des rampes de silence, mais sur les pics d'accélération, ce qui accentue encore plus les phénomènes dynamiques.

Une méthode possible [91] pour mesurer la quantité d'air présente dans la butée hydraulique, toujours pour une distribution à attaque directe, est de mesurer le déplacement relatif du corps de la butée par rapport à celui de la tige de soupape, et de faire un test d'enfoncement de la butée quasi-statique : une comparaison des résultats sans/avec émulsion permet de déterminer la quantité d'air dans la butée. Les résultats montrent que le taux d'émulsion est quasiment constant sur un tour d'arbre à cames. Lors de ces essais, le taux d'émulsion diminue avec le régime, car les essais sont faits avec la culasse isolée (dans un moteur complet l'émulsion se crée principalement dans le carter) et la pression augmente en même temps que le régime.

Les équations régissant les pressions d'huiles dans la butée hydraulique ont été développées pour pouvoir être incluses dans les modèles [14][92][24]. Les effets dus à la présence de bulles d'air dans l'huile sur la viscosité peuvent également être pris en compte. Il faut cependant connaître les jeux exacts, en particulier entre le corps et le piston de la butée pour avoir un modèle fiable. Philips [64] modélise la butée par un couple rigidité/amortissement en série, mais d'autres modèles, permettent de calculer le débit de fuite de la butée, et tiennent donc compte de la viscosité de l'huile, du diamètre du trou de l'arrivée d'huile, *etc.* De tels modèles permettent, *a priori*, une meilleure modélisation de la butée. Cependant, ils sont plus lourds à mettre en oeuvre et impliquent une bonne connaissance de tous les paramètres. Certains, comme par exemple le taux d'émulsion de l'huile sont difficilement mesurables, et sont sensibles. De plus, le taux d'émulsion de l'huile dans la butée n'est pas identique à celui du reste de la culasse.

Il s'avère donc que les modèles complexes de la butée hydraulique ne donnent pas de

meilleurs résultats que les modèles simples.

1.4.5 Modélisation du ressort de soupape

Le ressort étant l'élément le plus souple de la distribution, son influence sur la dynamique de la commande de soupape est prépondérante.

La solution la plus simple est encore de ne le modéliser que par une simple raideur [69][84][35]. Cependant, une telle modélisation nécessite d'augmenter la masse de la soupape d'au moins un tiers de la masse du ressort. Une telle modélisation ne permet pas de rendre compte de la dynamique interne du ressort, des chocs entre les spires et des non linéarités possibles du ressort [33].

Il existe plusieurs autres voies pour modéliser le ressort, la première étant de le modéliser par n masses reliées entre elles par des raideurs [45][22][27][74]. Le modèle peut prendre une masse pour chaque spire. Une modélisation par une seule masse [2] peut même être suffisante si il suffit d'avoir la première fréquence de résonance du ressort. Kosugi [42] augmente le nombre de masses (3 et 5) selon le nombre d'harmoniques ressort à prendre en compte. Pour un ressort de rappel simple, à pas constant, une modélisation avec 1, 2 ou 3 masses pour le ressort complet donne des résultats équivalents [1][3], et se corrèle bien avec la mesure.

Des raideurs de contact peuvent également être introduites entre les différentes masses, pour tenir compte du contact entre les spires du ressort lors de son écrasement [32][39][70][9], en particulier dans le cas de ressort à pas variable. Le cas le plus fréquent est celui où le nombre de spires du ressort est identique au nombre de masses prises en compte. Cependant, Tani [80] montre qu'il faut modéliser le ressort avec au minimum deux masses par spire active pour avoir un calcul assez précis. En effet, cela permet de modéliser la variation de contact entre les spires du ressort qui peuvent se toucher d'un côté ou de l'autre. Un plus grand nombre de masses par spires permet encore d'améliorer la précision mais pas autant qu'entre les modèles à une et deux masses/spire, de plus, cela se fait au détriment du temps de calcul.

Afin d'avoir la bonne raideur et la bonne fréquence propre du ressort, Nishiura [57] propose dans son modèle de distribution un modèle pour le ressort possédant plusieurs masses et raideurs en série. Le nombre de masses est non proportionnel au nombre de spires du ressort modélisé et les masses et raideurs du ressort varient selon la levée de soupape.

Il est possible de modéliser le ressort par l'analogie ressort/barreau [22][68] : cette méthode permet de modéliser les variations d'efforts dues aux oscillations des spires actives, mais considère la raideur du ressort comme constante, ce qui est rarement le cas dans la réalité. Özgür [61] se sert cependant de ce type de modèle afin de prédire les risques de séparation entre le basculeur et la soupape.

Une autre solution est de définir l'effort du ressort par des FRF [19][18][40], ces FRF (Frequency Response Function) étant issues de calculs élément finis : si la séparation entre les deux calculs permet un gain de temps, puisque les calculs du ressort ne sont faits qu'une seule fois, la modélisation par éléments finis nécessite de connaître précisément la géométrie du ressort utilisée, des différences sensibles pouvant apparaître par rapport à la géométrie donnée sur le plan du ressort. De plus, les efforts du ressort sont calculés à partir de la loi de levée de soupape théorique, et ne tiennent donc pas compte des changements dus à la dynamique.

1.5 Descriptif de l'étude

Un bon comportement dynamique de la commande de soupape est nécessaire pour la fiabilité du moteur. Les modèles décrits dans la bibliographie sont soit trop complexes, avec

INTRODUCTION

des paramètres peu évidents à déterminer, soit ne correspondent pas aux caractéristiques de la distribution employée. On s'intéresse à la création d'un modèle numérique modélisant le comportement de la distribution car il s'agit d'un bon moyen pour réduire le temps de conception de la distribution en permettant de réduire le nombre d'essais nécessaires à la validation du système. Le modèle permettra, à terme, d'optimiser la cinématique de la distribution. Le modèle devra donc être assez fiable pour reproduire correctement le déplacement de la soupape, les efforts mis en jeu, et pour prédire quand il y aura des chocs et un rebond de soupape trop important.

L'objectif de l'étude est de créer un modèle numérique permettant de prévoir le comportement dynamique de la commande de soupape pour les trois types de distribution à arbre à cames en tête (poussoir, linguet et culbuteur), avec ou sans rattrapage de jeu hydraulique. Le but principal du calcul est de déterminer quel est le régime d'affolement du moteur, ce qui nécessite de pouvoir quantifier les pertes de contact jusqu'à ce point de fonctionnement.

Dans le présent mémoire, la modélisation du comportement dynamique de la distribution sera affinée progressivement. Les essais sur lesquels les modèles sont principalement recalés sont ceux d'une culasse du moteur Renault K4 (4 cylindres essence, double arbre, 16 soupapes - FIG 1.13), possédant des linguets à rouleaux et des butées hydrauliques.

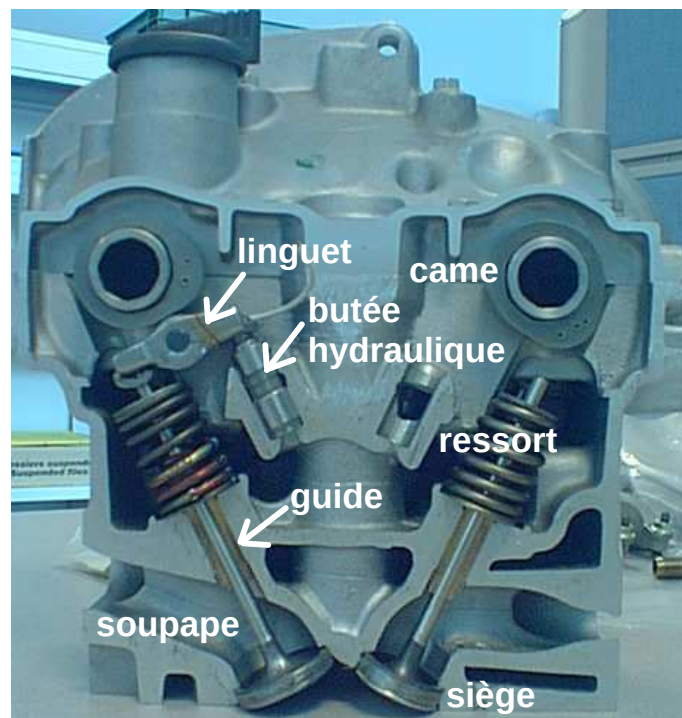


FIG. 1.13 – Coupe de la culasse K4

Après avoir introduit le problème et présenté l'état de l'art dans ce premier chapitre, le second chapitre est dévolu aux essais et au plan d'expérience (PLEX) sur les lois de levée de soupape. Ces essais serviront dans la suite de cette étude à orienter les évolutions à apporter aux différents modèles numériques, à les recalibrer et à les valider. Les différents paramètres du premier pic d'accélération de ces lois sont modifiés dans ce plan d'expérience, sans que la levée maximale de la soupape soit modifiée. Le plan d'expérience constitue une première approche pour déterminer sur quels paramètres de la loi agir afin d'améliorer le comportement dynamique. Il est cependant trop restrictif pour pouvoir être utilisé, et ne

INTRODUCTION

peut en aucun cas être prédictif puisqu'il faut d'abord faire plusieurs essais pour construire le modèle.

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation dynamique d'ensemble de la distribution. Un modèle à un degré de liberté, représentant la soupape, est réalisé afin de calculer l'excès à l'ouverture de celle-ci, ceci quelles que soient la levée de soupape et la cinématique. Des contacts avec l'actionneur, le siège (possibilité de séparation pour ces deux contacts) et avec le ressort, qui doit maintenir le contact actionneur/soupape, sont introduits. Ce modèle est construit avec des paramètres connus. Après simulations, il s'avère que la précision du modèle est insuffisante à haut régime car la dynamique du ressort n'est pas modélisée. En effet, le ressort est l'élément le plus souple de la distribution.

Dans le quatrième chapitre, le ressort est modélisé par des masses et des raideurs discrètes afin de pouvoir prendre en compte les contacts entre les spires et les modifications de raideurs correspondantes. Ces contacts se produisent durant la levée de soupape et ils sont importants car ils modifient la fréquence propre du ressort et son amortissement.

Le modèle de la commande de soupape comprend une masse pour l'inertie de l'ensemble basculeur/soupape, et un ressort multi-masses. La prédiction de l'excès d'ouverture et du régime d'affolement est satisfaisante quelle que soit la loi de came, et le régime de perte de contact came/actionneur est également retrouvé. Le modèle doit permettre également de vérifier que le contact des spires en dos de came amortit nettement les oscillations d'effort. En revanche, il n'est pas encore possible de bien reproduire les efforts du linguet, et la vitesse d'impact de la soupape en fin de levée. La modélisation de la soupape et de l'actionneur comme un seul bloc ne se montre donc pas assez précise pour ces calculs.

Dans le cinquième chapitre, afin de pouvoir prendre en compte le possible écrasement du centre de rotation du basculeur, le linguet est modélisé par deux degrés de liberté : un pour le déplacement vertical du centre de rotation, et un pour la rotation du basculeur. La butée est modélisée par trois méthodes différentes : la première est une simple raideur, la seconde est constituée d'une raideur et d'un jeu variant selon la vitesse d'écrasement mesurée, la dernière emploie un effort de restitution. Ces deux derniers modèles sont réalisés à partir d'essais de caractérisation dynamique de la butée hydraulique isolée.

Les résultats obtenus avec ces modèles doivent permettre de mieux estimer les efforts du linguet et les pertes de contact dans la distribution, qui ont lieu d'abord entre la came et le linguet, puis entre le linguet et la soupape quand il y a une forte décohésion dans la distribution. Le calcul de la vitesse d'impact de la soupape doit également être amélioré par l'emploi de ce modèle.

Ainsi, la modélisation progressivement détaillée de chacun de ces composants, décrits dans les chapitres précédents, permet d'améliorer le calcul des différents critères de validation de la distribution. Dans le sixième chapitre, le modèle complet obtenu est ensuite comparé au logiciel VALDYN et aux essais.

Le dernier chapitre est dévolu aux perspectives de cette étude.

Chapitre 2

Essais réalisés sur la distribution

Les essais dynamiques sur la distribution permettent de s'assurer que la soupape suit le déplacement qu'on lui a imposé lors de la définition cinématique. Ces essais sont importants pour déterminer la fiabilité la distribution. Un plan d'expérience sur les lois de levée peut être réalisé afin de déterminer quels sont les paramètres de la loi qui sont déterminants pour le comportement dynamique.

2.1 Essais de validation d'une distribution

Une distribution est validée principalement par deux types d'essais :

- des essais de caractérisation dynamique afin de s'assurer que la commande de soupape a un comportement dynamique sain jusqu'au régime maximal du moteur ;
- des essais d'endurance (culasse seule ou avec le moteur allumé) permettant de vérifier la tenue de la commande de soupape dans le temps.

La caractérisation dynamique de la culasse est l'objet de ce chapitre .

La culasse isolée est montée sur le banc (FIG. 2.1) avec tous ses composants. L'arbre à cames est directement entraîné par un moteur électrique. La culasse peut être montée sur le banc avec la même inclinaison que lorsqu'elle est dans le véhicule. Lors de ces essais, seulement un poste (une commande de soupape) est caractérisé. Les conditions d'essais sur ce banc sont moins sévères pour la distribution que les conditions réelles de fonctionnement (température ambiante, pas de pression de combustion, émulsion de l'huile quasi-nulle), mais permettent de caractériser la mécanique de la commande de soupape, sans les différentes perturbations extérieures.

2.1.1 Mesures préalables

Un ressort est choisi pour faire tous les essais sur une même distribution. Le trajet de charge du ressort est mesuré par une machine de compression Zwick, qui comprime de façon quasi statique le ressort et mesure l'effort et le déplacement. La raideur du ressort est déduite par une dérivation de l'effort. La charge mesurée, et la raideur du ressort du moteur K4 (dénommé ressort P12) qui est utilisé dans les essais sont décrites en fonction de la hauteur du ressort (FIG. 2.2). Ce ressort constitue une référence pour la culasse essayée, et est réutilisé à chaque fois si un autre poste doit être mesuré. Des essais de «sonnage» de ce ressort peuvent également être faits afin de déterminer sa première fréquence propre. La fréquence propre mesurée pour le ressort P12 est de 470 ± 10 Hz.

Des métrologies de la culasse sont également faites :

- mesure de la hauteur de mise en place des ressorts, à tous les postes
- pesée des pièces mobiles : actionneurs, soupapes, 1/2 cônes, coupelle, ressort



FIG. 2.1 – Banc de caractérisation dynamique de la distribution

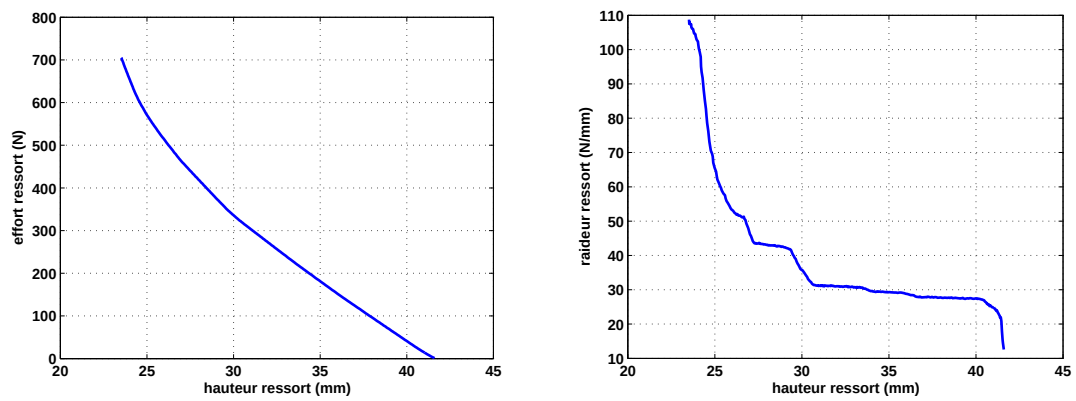


FIG. 2.2 – Charge et raideur mesurée du ressort du moteur K4 servant de référence pour les essais dynamiques

	poussoir	linguet	culbuteur
raideur tulipe soupape	30 $\rightarrow$ 70 kN/mm		
raideur tige soupape	50 $\rightarrow$ 100 kN/mm		
masses soupape	28 $\rightarrow$ 50 g		
raideur actionneur	20 $\rightarrow$ 90 kN/mm	9 kN	5 kN/mm
masse actionneur	22 $\rightarrow$ 50 g	17 $\rightarrow$ 21 g	28 g
raideur ressort	20 $\rightarrow$ 50 N/mm		
masses ressort	20 $\rightarrow$ 50 g		

TAB. 2.1 – Masses et raideurs des différents composants employées selon le type de distribution

- mesure des charges des ressort à la hauteur de mise en place (HMP) et à la hauteur HMP + levée maximale
- jeux came/actionneur dans le cas d'une distribution mécanique

Il est également possible de réaliser des mesures de raideur des actionneurs, par une mesure de la déformation lors d'un chargement progressif. La mesure de raideur du poussoir doit se faire sur toute la surface balayée par la came car la raideur varie selon l'excentration du point de contact came/poussoir.

Les ordres de grandeur des masses et raideurs pour les différents composants (utilisés actuellement sur les différents moteurs Renault) sont données dans le tableau 2.1. Ce tableau fait apparaître que les masses sont relativement similaires pour tout les composants. En revanche, la raideur du ressort est bien plus faible par rapport à celle des autres composants.

2.1.2 Réalisation des mesures sur la culasse

Mesures réalisées régulièrement

Un codeur angulaire mesure la vitesse de rotation de l'arbre en sortie du moteur électrique. Les mesures de la levée et de la vitesse de la soupape sont réalisées avec un laser. Le laser est positionné sous la culasse, et son faisceau pointe sur une partie plate de la soupape. La résolution du laser, pour ces mesures, est respectivement de 6,7 μm et 5 $\mu\text{m/s}$.

Des jauges de déformation sont installées sur le linguet ou le culbuteur, pour évaluer les efforts transmis et détecter les pertes de contact. La limite en fréquence de ces mesures par jauges est de 2500 Hz. Si ces jauges sont installées sur le bras du culbuteur côté soupape, elles sont positionnées sur le bras côté butée pour le linguet (FIG. 2.3).

Une jauge est également collée sous la butée hydraulique : la surface d'appui de la butée est légèrement creusée pour coller la jauge. Cependant, l'interprétation des mesures fournies par cette jauge pose problème car il est difficile de déterminer si les déformations obtenues sont dues à l'effort appliqué sur la butée ou à la pression de la chambre haute pression de la butée, même si ces deux grandeurs sont intimement liées. Les mesures obtenues avec cette jauge sont assez similaires à celles obtenues avec celle du linguet.

Des jauges peuvent également être collées sur la soupape au niveau du raccordement tête/tige. Cependant, cela impose de bloquer la soupape en rotation : les résultats ne sont donc pas forcément représentatifs de la réalité, et cette mesure est assez rarement faite.

Un capteur d'effort piézo-électrique est mis en place sous le ressort de soupape. La culasse est donc réusinée à l'emplacement du ressort afin de conserver la bonne hauteur de mise en place du ressort. L'effort du ressort au niveau de la soupape serait plus intéressant, mais la position du capteur sous le ressort évite l'ajout de masse mobile dans la commande de soupape et ne modifie pas le comportement dynamique de la commande de soupape.

Cette mesure nécessite de bloquer le ressort en rotation : s'il n'est pas bloqué, le ressort peut abîmer le capteur, et de surcroît, les mesures sont trop bruitées. Les efforts mesurés sont filtrés à 3000 Hz pour des raisons de bruit.

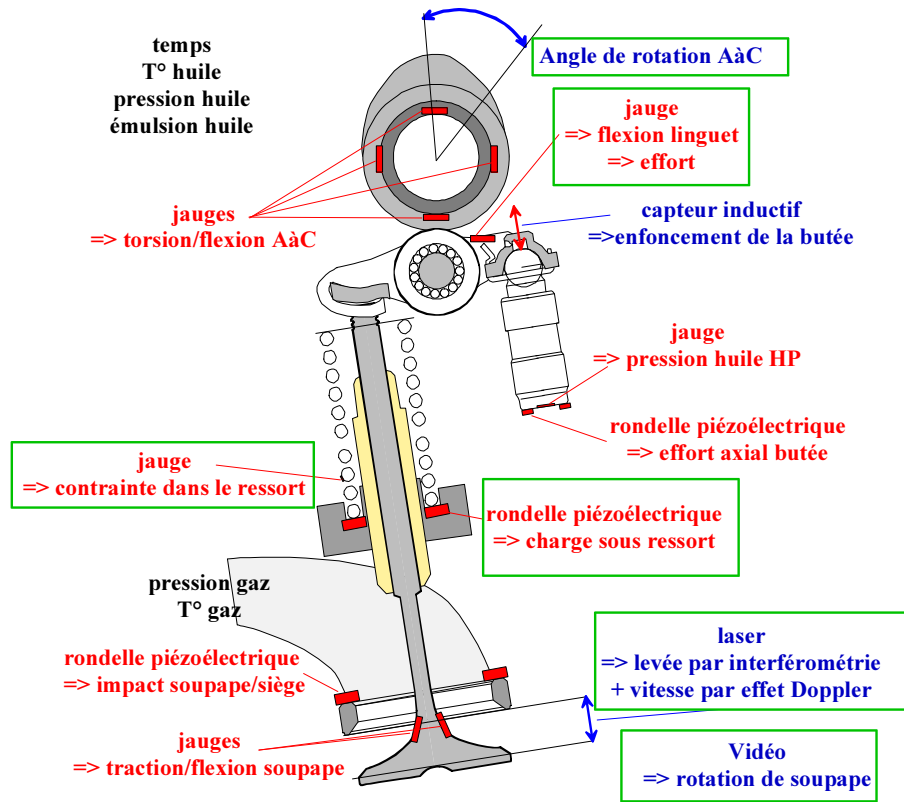


FIG. 2.3 – Positionnement des différents capteurs pour les mesures courantes ou futures

Mesures spécifiques

Une culasse mono-poste spécifique a été conçue dans le cadre de cette étude. Ce banc d'essai permet ainsi d'étudier le comportement dynamique d'une seule soupape, et donc de s'affranchir des perturbations générées par le reste de la distribution. Ce banc contient également quelques usinages spéciaux, difficiles à réaliser sur une culasse d'un moteur de série, dans le but de faire des mesures supplémentaires :

- déplacement de la butée
- capteur d'effort piézoélectrique sous la butée
- tests des contacts (électrique)

La culasse mono-poste permet également de tester plusieurs cinématiques sur la même base, en réduisant au maximum le nombre de pièces à changer, permettant d'établir des comparaisons dans un environnement semblable.

Des essais de jauges près du siège de la soupape sont également réalisés, mais les résultats sont trop bruités pour être exploitables, et les efforts du ressort perturbent également cette jauge.

Un système permettant de mesurer la pression dans la butée hydraulique a également été développé par un fournisseur de butée (INA). Au niveau de l'arbre à cames, il est possible de mettre des jauges afin de déterminer les contraintes. Il est également possible de faire des mesures d'épaisseur de films d'huile sur les poussoirs par des mesures de résistivité électrique [13]. Il apparaît également que Ford [76] mesure simultanément le déplacement des deux soupapes situées aux extrémités de l'arbre à cames, pour déterminer la torsion

de l'arbre au cours de la montée en régime. Un codeur angulaire peut être placé en bout d'arbre à cames pour en déterminer l'acyclisme.

Mode opératoire

Pour vérifier que la cinématique de la distribution est correcte, et que la loi de levée de soupape est conforme, une mesure de levée est faite en remplaçant le ressort normal par un ressort de faible raideur (de l'ordre de 1 N/mm). Si la distribution comporte une butée hydraulique, elle est substituée par une butée mécanique.

Une fois la cinématique vérifiée, la culasse est préalablement chauffée, en faisant fonctionner uniquement la centrale hydraulique, qui alimente la culasse en huile. L'huile employée est bien sûr une huile moteur, qui sort de la centrale à la pression de 3 bars (égale à la pression d'huile du moteur), et à la température de 40°. La mise en température de la culasse permet de limiter la dérive des jauges de déformation due à la température. Si la pression d'huile du banc est égale à la pression d'huile du moteur, en revanche, la température est plus faible (de l'ordre de 100° quand le moteur est allumé) et l'émulsion est beaucoup plus faible. L'émulsion dans le moteur est principalement générée par le vilebrequin dans le carter (carter humide dans notre cas).

Enfin, la montée en régime est réalisée avec un accroissement de régime très faible afin de pouvoir considérer que les mesures sont effectuées à régime constant. Elle commence au régime de 600-700 tr/mn (le régime est toujours donné par rapport au vilebrequin), et finit au delà du régime de coupure du moteur considéré, jusqu'à l'affolement franc quand il est possible de l'atteindre. Les différentes mesures sont réalisées en continu durant toute la montée en régime. Afin de prendre en compte les variations de hauteur de mise en place (HMP) du ressort, dues aux dispersions de fabrication, les montées en régime sont également faites à des HMP de +1 et -1 mm par rapport à la côte nominale. Il existe deux bancs d'essai, possédant deux chaînes d'acquisition différentes : une chaîne Dassault Systèmes, avec une acquisition de 720 points par tour, et une chaîne LMS Cada-X, avec une acquisition de 1024 points par tour.

2.1.3 Dépouillement des essais et critères de validation

Le traitement des mesures porte sur 300 paliers de régime, extraits régulièrement de la mesure continue, sur lesquels trois tours d'arbre à cames consécutifs sont pris, pour éliminer les erreurs de mesure pouvant se produire sur un tour et vérifier la répétabilité de la mesure.

Le résultat le plus important à extraire des mesures de levée est la *levée dynamique*. Ce premier critère est la différence entre une levée mesurée à un régime donné et une levée de référence, à bas régime. La levée dynamique permet de quantifier les déformations, ou les décollements, que l'on peut imputer à la dynamique de la commande de soupape. On peut alors définir l'excès et le rebond comme étant les maxima de levée dynamique, en sommet de came et en fin de levée (FIG. 2.4).

Pour une distribution à rattrapage de jeu hydraulique, la limite à ne pas dépasser est de 0,2 mm, et s'il n'y a pas de rattrapage de jeux, elle est de 0,3 mm.

Pour la caractérisation du rebond de la soupape sur le siège, trois mesures sont effectuées :

- la hauteur du rebond, en mesurant le maximum de levée dynamique en fin de levée ;
- la vitesse après rebond : le maximum de vitesse après qu'elle soit redevenue positive (FIG. 2.5) ;
- la vitesse d'impact (avant rebond) : la vitesse correspondant à une levée de soupape de 25 μ m avant la repose sur le siège est extraite (FIG. 2.6).

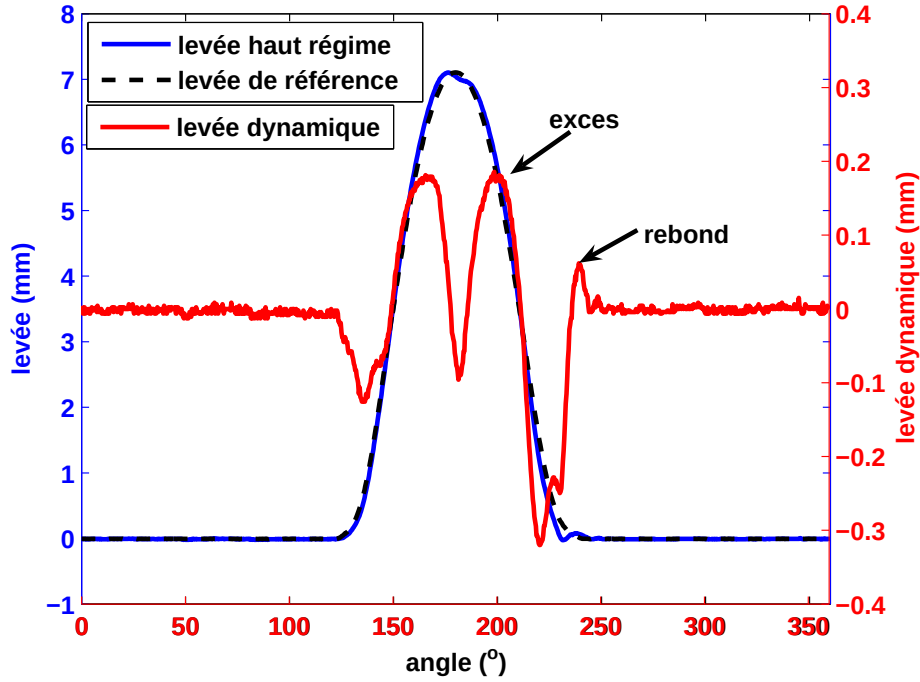


FIG. 2.4 – Définition de la levée dynamique, et des critères d'excès et de rebond

Des vitesses d'impact ou des vitesses de rebond supérieures à 1 m/s sont considérées comme critiques pour la tenue mécanique de la soupape, et correspondent généralement à une repose de la soupape se produisant avant la rampe de silence.

La mesure de déformation du linguet est transformée en un effort en considérant que :

- la déformation varie de manière linéaire par rapport à l'effort ;
- l'effort en début de levée (25 μm) est égal à la précharge du ressort ;
- l'effort au point de levée maximale est égal à l'effort ressort maximal.

Un deuxième critère important, qui est tiré de cet effort est la garde à l'affolement : le minimum d'effort entre les deux pics d'accélération. Sur les essais, en dos de came, l'effort n'est pas nul et a tendance à dériver dans le temps. Considérant que l'effort doit être nul en dos de came (à levée nulle, l'effort transmis par la butée hydraulique est très faible), la garde mesurée est donc égale au minimum d'effort entre les pics retranché de la moyenne des efforts en dos de came (FIG. 2.7). Lorsque la garde devient nulle, on peut alors dire qu'il y a une perte de contact entre came et linguet ou entre linguet et soupape. La butée n'étant alors plus contrainte, il y a alors un fort risque de pump-up (gonflement de la butée).

Tous ces critères sont mesurés dans des conditions idéales (pas de thermique, moins d'efforts), mais permettent néanmoins de définir des limites validées dans un fonctionnement moteur normal. Ainsi, pour les butées hydrauliques, des essais spécifiques de démarrage à froid du moteur sont réalisés afin de vérifier qu'il n'y ait pas de risque de pump-up. Les critères de validation de la distribution définis précédemment sont spécifiques à Renault, d'autres constructeurs emploient des critères différents, même s'ils restent tout de même relativement proches. Par exemple, Toyota [47], pour sa part, fixe une limite en combinant les deux paramètres précédent : la limite à ne pas atteindre pour le rebond est 0,75 m/s et 0,1 mm. La limite de vitesse après rebond définie par Ricardo est de 1 m/s. La sévérité du rebond peut également être définie par la vitesse avant rebond de la soupape [76], mesurée à une hauteur faible (25 μm -Renault- ou 50 et 150 μm -Ford).

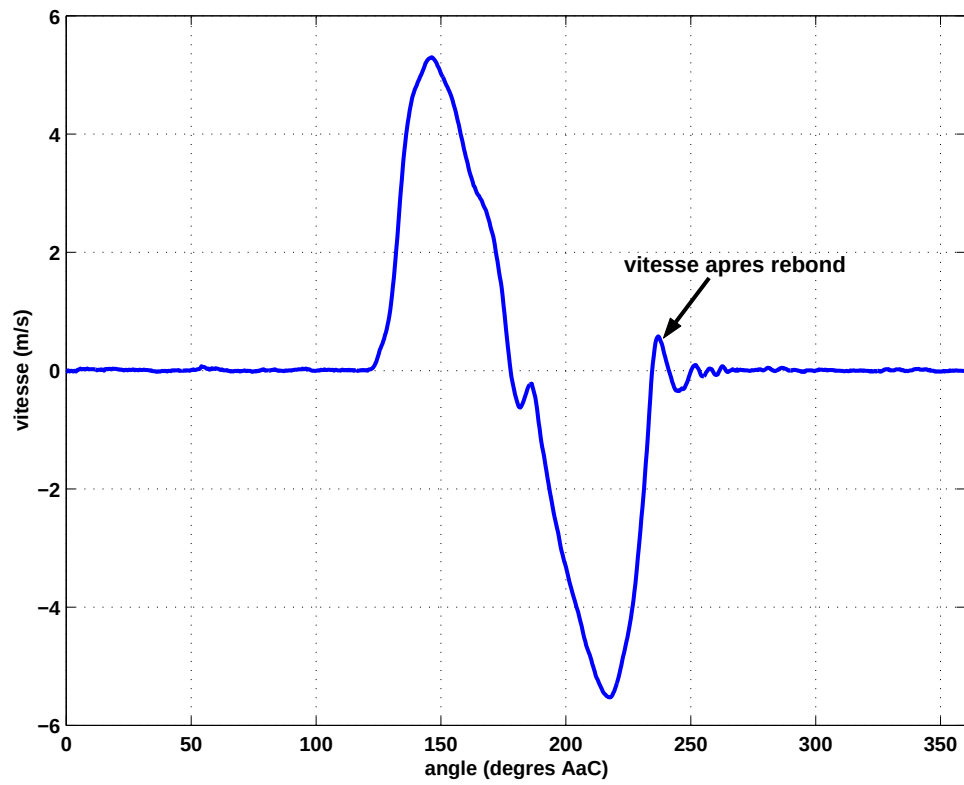


FIG. 2.5 – Définition de la vitesse après rebond

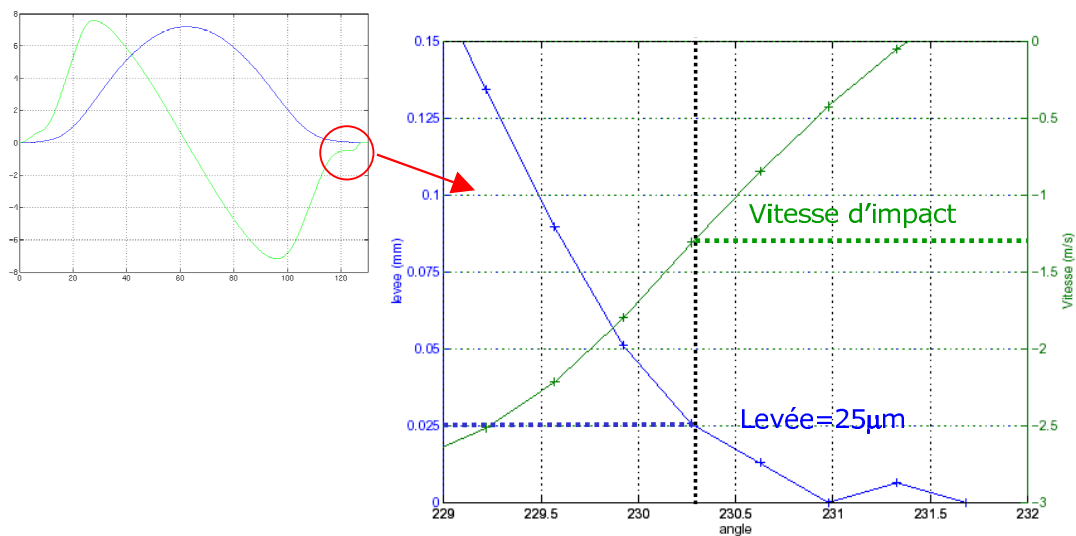


FIG. 2.6 – Méthode utilisée pour le calcul de la vitesse avant rebond

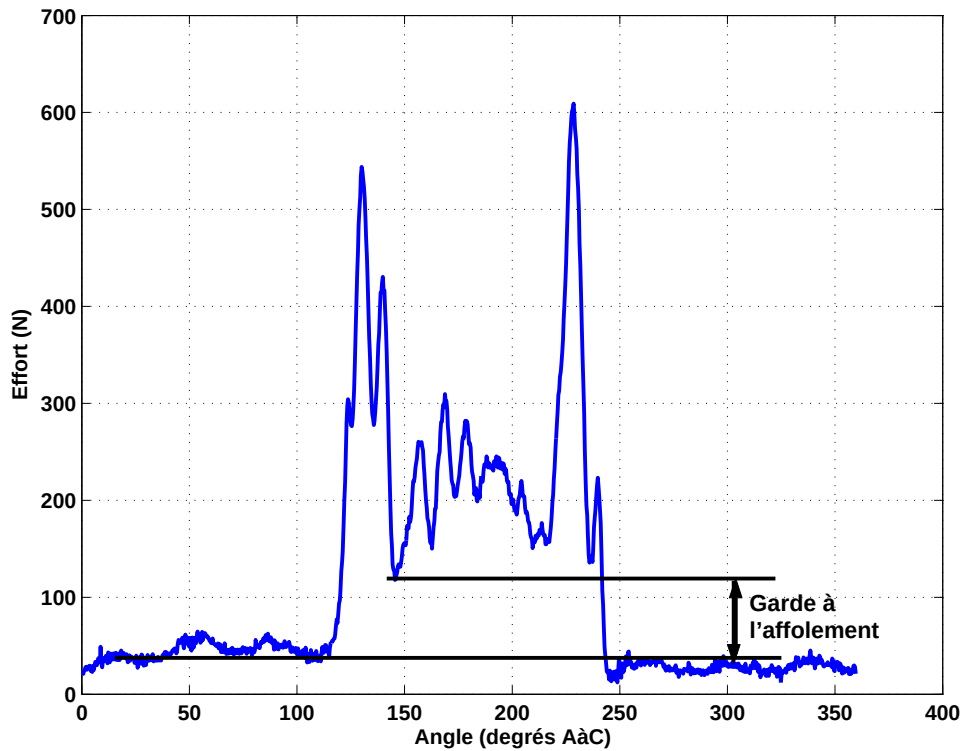


FIG. 2.7 – Définition de la garde mesurée

Si la garde à l'affolement reste un résultat important, pour déterminer les risques de pump-up, elle ne permet pas de caractériser l'importance de la perte de contact came/linguet. Le régime d'affolement sera donc défini par la suite comme étant le régime où la levée dynamique atteint les 0,2 mm s'il s'agit d'une distribution à rattrapage de jeux hydraulique, et 0,3 mm dans le cas d'une distribution purement mécanique. Ce critère est en effet le plus important car il correspond à une décohésion importante (et inacceptable) de la commande de soupape.

2.2 Plan d'expérience

2.2.1 Réalisation des lois

Une analyse précédente des résultats d'essais de quelques lois avait montré l'influence de la largeur du second pic d'accélération sur la vitesse de rebond de la soupape. Avec le même objectif, un plan d'expérience est réalisé pour voir l'influence de la forme de la première moitié de l'accélération sur le comportement dynamique de la commande de soupape. Les paramètres que l'on fait varier sont les jerks (dérivée de l'accélération) et l'accélération maximale, ainsi que la définition de l'accélération négative. Le «squelette» d'accélération du déplacement de la soupape est défini par moitié. Un rappel sur la décomposition du squelette d'accélération de la loi de levée est donné (FIG. 2.8) : la décomposition des deux moitiés est similaire mais les valeurs numériques employés pour définir chaque paramètre sont différentes.

Les valeurs de chaque paramètre (voir le tableau 2.2) sont définies en se basant sur les lois qui ont déjà été testées sur la culasse K4, en relevant les valeurs extrêmes de chaque paramètre, et en effectuant un balayage entre ces valeurs, voire en les dépassant quand cela était possible. Les valeurs employées doivent permettre de respecter les critères suivants :

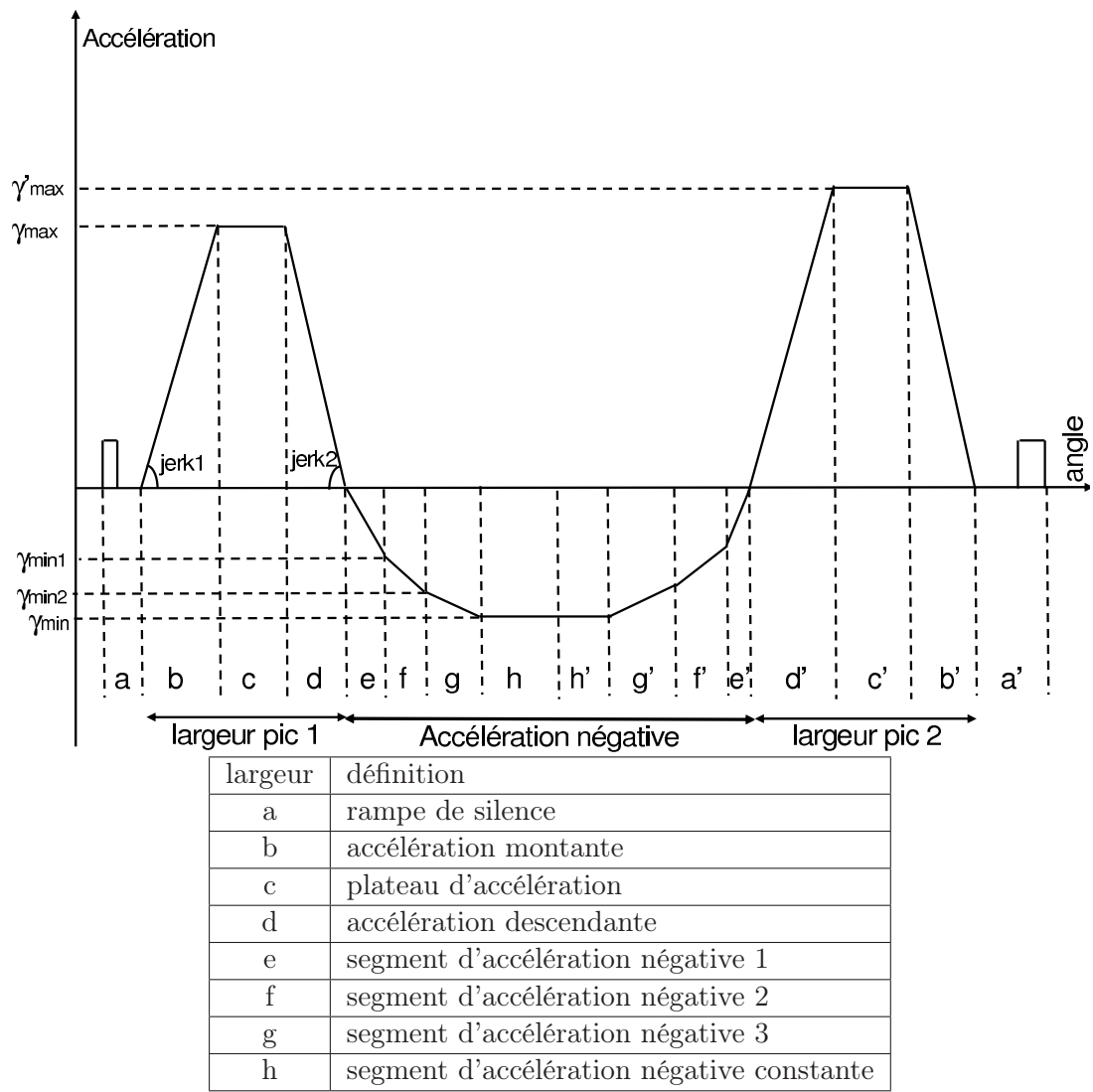


FIG. 2.8 – Décomposition de la loi d'accélération de la soupape.

- étalement du plateau d’accélération $\max_i > 0$ (même si cela semble impossible, le programme accepte une valeur négative!);
- levée de soupape toujours égale à 7,193 mm (égale à la loi de levée ayant servi de référence pour ce plan);
- rayon de concavité supérieure à 50 mm (pour que la came soit usinable);
- rapport des étalements entre première et deuxième moitié de l’accélération identique pour toutes les lois;
- accélération négative symétrique;
- accélération négative : $\gamma_{\min 2} = 0,88$, ce qui est la moyenne des lois déjà créées pour la culasse K4;
- lissage identique pour toutes les lois;
- cinématique identique.

Les seules libertés que l’on a pour respecter tous les critères définis précédemment, et en particulier atteindre la levée $\max_i$ de 7,193 mm, sont de modifier les étalements de chaque moitié de l’accélération et les étalements des troisième et quatrième (palier d’accélération minimale constante) parties de l’accélération négative. Les valeurs discrètes de ce plan d’expérience sont données dans le tableau 2.2. Le jerk prit en compte ici n’est pas le jerk

$\gamma_{\max}$	étalement 1	étalement 2	étalement γ	$\gamma_{\min 1}$	jerk 1	jerk 2
14	0,4	11,1	17	0,35	2	2
15	8	18	18	0,65	3	3
16			19		4	4
			20		5	

TAB. 2.2 – Valeurs discrètes du plan d’expérience

maximum de la loi, mais le jerk «théorique», calculé avant le lissage de la loi (jerk = $\gamma_{\max}/\text{étalement}$).

La technique des plans d’expérience permet d’analyser l’influence de ces différents paramètres en réduisant le plus possible le nombre d’essais à réaliser. Ainsi, seulement 16 lois sont créées, nommées PLEX01 $\rightarrow$ PLEX16. Les différents paramètres employés sont détaillées dans le tableau 2.3 :

Les différentes lois ont donc un aspect très différent (FIG. 2.9), et présentent des caractéristiques inhabituelles, en particulier en terme d’étalement et de niveau d’accélération minimum.

2.2.2 Résultats du plan

L’analyse de ce plan d’expérience montre une grande influence de la largeur du premier pic sur le comportement dynamique. On cherche à connaître l’influence des paramètres sur les résultats d’essais suivants :

- régime d’excès à 0,1 mm;
- régime d’excès à 0,2 mm;
- régime de garde à 0 N;
- régime de garde à 50 N;

Le but est de savoir sur quels paramètres jouer pour maximiser tous ces régimes. Les principales influences sont regroupées dans le tableau 2.4.

Les résultats du tableau 2.4 sont finalement assez prévisibles, puisqu’ils concluent que pour augmenter les différents régimes critiques de la distribution, il faut «désévériser» quasiment tous les paramètres de la loi. L’influence sur ces différents régimes de l’étalement du premier pic (étalement γ) est cependant largement prépondérante par rapport aux autres paramètres, qui sont minimes. On remarque cependant que l’étalement 1 doit être

loi	γ_{max}	étalement 1	étalement 2	étalement γ	γ_{min1}	jerk 1	jerk 2
PLEX 01	14	0,4	11,1	17	0,35	2	2
PLEX 02	15	8	18	17	0,35	3	3
PLEX 03	16	8	11,1	17	0,65	4	2
PLEX 04	15	0,4	18	17	0,65	5	4
PLEX 05	14	8	11,1	18	0,65	3	4
PLEX 06	15	0,4	18	18	0,65	2	2
PLEX 07	16	0,4	11,1	18	0,35	5	3
PLEX 08	15	8	18	18	0,35	4	2
PLEX 09	14	0,4	18	19	0,65	4	3
PLEX 10	15	8	18	19	0,65	5	2
PLEX 11	16	8	18	19	0,35	2	4
PLEX 12	15	0,4	11,1	19	0,35	3	2
PLEX 13	14	8	18	20	0,35	5	2
PLEX 14	15	0,4	11,1	20	0,35	4	4
PLEX 15	16	0,4	18	20	0,65	3	2
PLEX 16	15	8	11,1	20	0,65	2	3

TAB. 2.3 – Détails du premier pic pour les 16 lois

	N excès 0,1 ↗	N excès 0,2 ↗	N garde 0 ↗	N garde 50 ↗
étalement pic 1	↘	↘	↘	↘
étalement 1	↘	↘	↘	0
étalement 2	↘	0	↘	↗
γ_{max}	↘	↘	↘	0
γ_{min1}	↗	↗	↗	↗
jerk 1	↘	↘	↘	↘
jerk 2	0	↘	↘	↘

TAB. 2.4 – Évolution des paramètres pour augmenter les différents régimes critiques

minimisé pour obtenir de meilleurs résultats, alors que cela implique un début d'accélération négative avec une pente plus importante.

Des modèles de régression ont pu être déduits de ce plan d'expérience pour déterminer à l'avance quel serait le régime d'affolement à partir des paramètres les plus influents. Deux modèles de régression ont été réalisés : un modèle simple prenant en compte chaque paramètre indépendamment, et un second modèle prenant également en compte les interactions entre les paramètres, permet une meilleure précision. La prédiction de chaque critère est donnée par les équations suivantes :

$$\begin{aligned}
 \text{Régime d'excès 0,1mm} = & -102258 + 8725,46 * \text{étalement}\gamma - 254,625 * \text{étalement}\gamma^2 - 36,0992 * \text{etalmt1} \\
 (\text{tr/mm}) & + 254,879 * \text{etalmt2} - 117,971 * \text{etalmt2} * \text{jerk2} + 2572,35 * \gamma_{max} \\
 & - 392,208 * \gamma_{max} * \text{jerk1} - 486,5 * \gamma_{max} * \text{jerk2} - 5364,51 * \gamma_{min1} \\
 & + 1240,69 * \gamma_{min1} * \text{jerk1} + 2693,72 * \text{jerk1} + 333,313 * \text{jerk1}^2 \\
 & + 8993,36 * \text{jerk2} - 52,1563 * \text{jerk2}^2
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

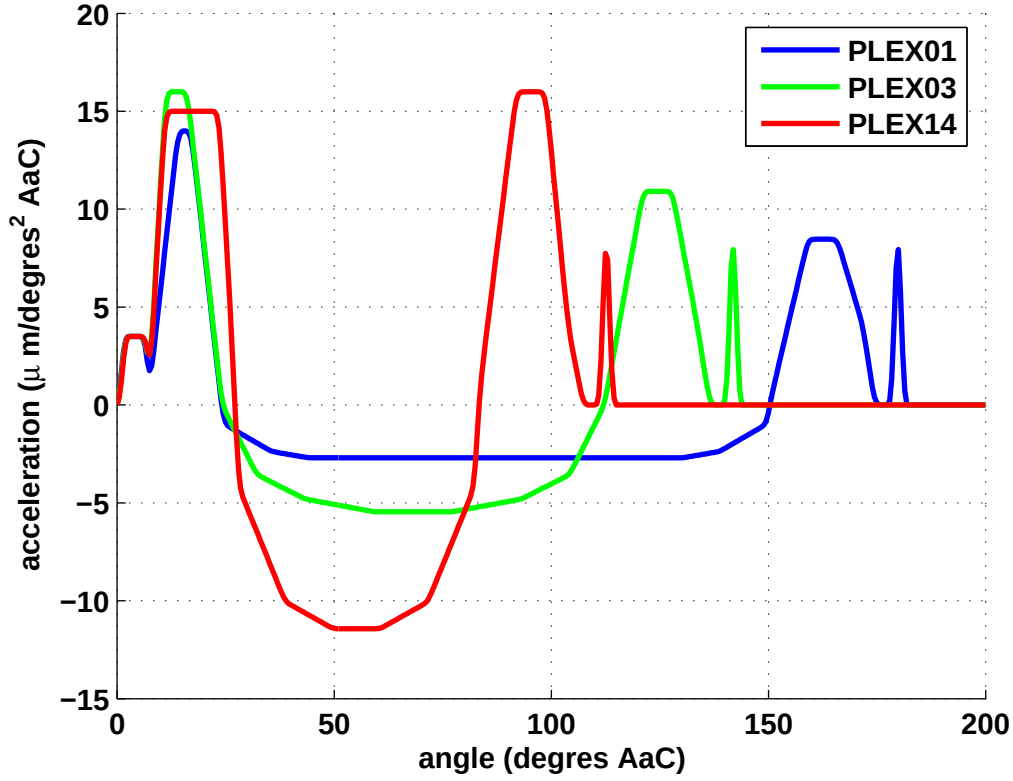


FIG. 2.9 – Accélération pour trois des lois créées

$$\begin{aligned}
 \text{Régime d'excès } 0,2\text{mm} = & -17153,7 + 3033,55 * \text{etalemt}\gamma - 87,275 * \text{etalemt}\gamma^2 \\
 (\text{tr/mn}) & -54,3556 * \text{etalemt}\gamma * \text{jerk2} \\
 & -20,0417 * \text{etalmt1} - 31,5088 * \text{etalmt1} * \text{jerk1} + 40,5 * \text{etalmt1} * \text{jerk2} \\
 & -274,322 * \gamma_{max} + 1297,74 * \gamma_{min1} + 986,731 * \text{jerk1} - 129,794 * \text{jerk1}^2 \\
 & +1438,09 * \text{jerk2} - 158,517 * \text{jerk2}^2
 \end{aligned} \tag{2.2}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Régime garde } 0 \text{ N} = & -71463,5 + 4240,75 * \text{etalemt}\gamma - 310,896 * \text{etalemt}\gamma * \gamma_{max} - 30,8978 * \text{etalmt1} \\
 (\text{tr/mn}) & -10,2334 * \text{etalmt2} - 4,41446 * \text{etalmt2} * \text{jerk2} + 6229,14 * \gamma_{max} \\
 & -18,125 * \gamma_{max}^2 + 1606,25 * \gamma_{min1} - 324,233 * \text{jerk1} \\
 & -2199,86 * \text{jerk2} + 325,649 * \text{jerk2}^2
 \end{aligned} \tag{2.3}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Régime garde } 50 \text{ N} = & -185642 + 10039,4 * \text{etalemt}\gamma - 187,562 * \text{etalemt}\gamma^2 - 236,36 * \text{etalemt} * \gamma_{max} \\
 (\text{tr/mn}) & +159,665 * \text{etalmt2} - 48,9755 * \text{etalmt2} * \text{jerk2} + 13330 * \gamma_{max} \\
 & -297,375 * \gamma_{max}^2 + 3582,24 * \gamma_{min1} - 552,187 * \gamma_{min1} * \text{jerk1} \\
 & +8,12439 * \text{jerk1} + 458,255 * \text{jerk2}
 \end{aligned} \tag{2.4}$$

À l'aide de ces régressions, il a été réalisé deux lois, dont les paramètres ont été calculés avec les deux modèles de régression, pour qu'elles atteignent le critère d'effolement sur l'excès (levée dynamique $>0,2 \text{ mm}$) à 7500 tr/mn , et optimisent le remplissage du moteur. Pour élargir les résultats du plan, l'étalement des deux précédentes lois est augmenté pour avoir une levée supérieure à 9 mm , et deux autres lois sont créées : la première avec un pic1 très large (23°) et la seconde très étroit (14°).

Les régimes d'affolement mesurés des deux premières lois concordent bien avec les attentes. Pour ces deux lois, dont les paramètres sont inclus dans les limites du plan d'expérience, les résultats sont conformes aux attentes.

Pour les deux lois suivantes, qui sont les deux lois précédentes à l'étalement prolongé, les régimes d'affolement et de garde nulle sont nettement supérieurs. Le régime d'affolement de ces deux lois, qui sont hors des limites du plan d'expérience (levée trop importante), ne sont pas prédits correctement par les régressions obtenues. De même, l'emploi de ces corrélations pour le calcul du régime d'affolement des lois dont le pic d'accélération est très étroit ou très large donne des résultats aberrants.

2.2.3 Analyse harmonique des différentes lois

Une analyse harmonique des lois du plan d'expérience est réalisée afin de déterminer s'il existe une relation entre l'excitation produite par la loi de came et la réponse du ressort. L'analyse a porté uniquement sur les seize premières lois du plan d'expérience, dont les essais ont été tous faits consécutivement, dans une configuration strictement identique.

On connaît la fréquence propre du ressort, 468 Hz, qui a été mesurée. On peut en déduire, à priori, sur quels régimes le ressort va être sollicité par les harmoniques de la loi de levée. Le régime N qui sera sollicité par l'harmonique de rang n est $N = 120f/n$, avec f la fréquence propre du ressort. Le tableau 2.5 donne les coefficients de corrélation entre les amplitudes des efforts mesurés et les amplitudes des harmoniques, pour les rangs 15 à 8.

rang harmonique n	régime correspondant N (tr/mn)	Coefficient de corrélation
15	3744	0,2639
14	4011	0,4820
13	4320	0,5451
12	4680	0,5827
11	5105	0,8582
10	5616	0,7529
9	6240	0,8556
8	7020	0,5202

TAB. 2.5 – *Corrélations des amplitudes des efforts sous ressort avec l'amplitude des harmoniques pour les lois du plan d'expérience*

Ce résultat montre une corrélation correcte à partir de la onzième harmonique (FIG. 2.11), ce qui correspond à un régime de 5105 tr/mn. En effet, à partir de ce régime, les oscillations du ressort commencent à être assez importantes pour que les écarts soient significatifs. Par ailleurs, la corrélation est moins bonne pour la huitième harmonique, soit 7020 tr/mn (FIG. 2.10), car certaines lois sont arrivées à un affolement franc, et des efforts sous ressorts amplifiés par une surlevée excessive. Certains pics d'efforts mesurés étant en partie dus à des chocs entre les spires.

Ces corrélations montrent que l'amplitude des efforts du ressort est en partie liée à l'harmonique de la loi. Cependant, aucune relation simple entre l'harmonique de la loi de came et la réponse du ressort n'est trouvée, car la fréquence du ressort varie trop au cours de la levée (de 470 à 750 Hz environ). Un ressort à pas constant aurait ainsi donné de meilleurs résultats, en gardant une fréquence propre constante au cours de la levée.

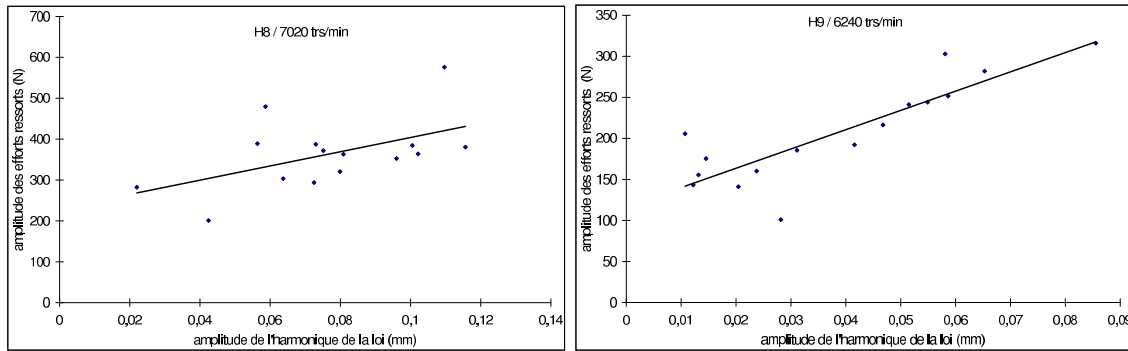


FIG. 2.10 – *Effort du ressort en réponse respectivement aux harmoniques 8 et 9 de la loi*

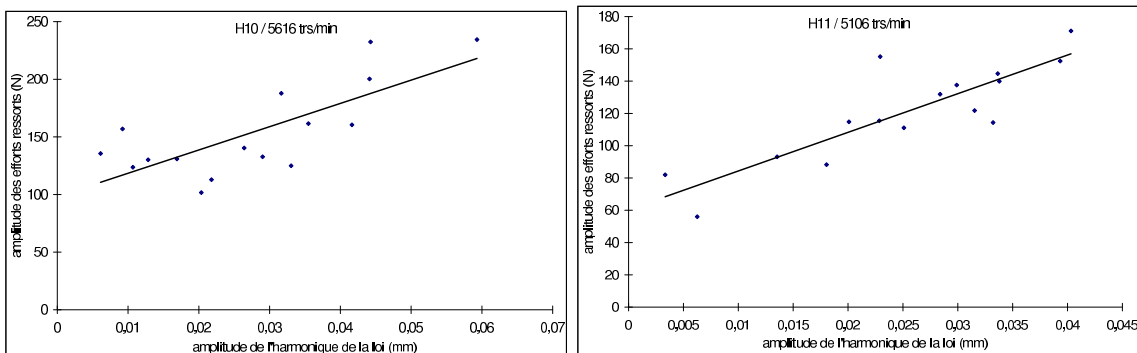


FIG. 2.11 – *Effort du ressort en réponse respectivement aux harmoniques 10 et 11 de la loi*

Le plan d'expérience donne quelques règles de conception de la loi de levée pour améliorer le comportement dynamique. Il ne peut cependant pas permettre de prédire les régimes d'affolement pour toutes les lois de levée, et ne permet pas d'être prédictif sur une nouvelle cinématique. La réalisation d'un modèle numérique est donc nécessaire pour calculer le comportement dynamique de la distribution. Toutes ces lois seront utilisées dans la suite de cette étude afin de recalculer les différents modèles numériques.

Chapitre 3

Modèle à un degré de liberté

Ce modèle à un degré de liberté (1DDL) doit permettre de prendre en compte les premiers effets de la dynamique dans la distribution. Un modèle de calcul «quasi-statique» est utilisé lors de la conception de la loi. Ce calcul fournit une première approximation du régime d'affolement et une estimation des pressions de Hertz au niveau des différents contacts.

À partir uniquement de la loi et de la connaissance de la masse de la commande de soupape, une première approximation sur le régime d'affolement est faite. La commande de soupape est considérée comme une inertie, soumise aux efforts de l'actionneur et du ressort uniquement. Le calcul réalisé est quasi-statique, et considère :

- l'effort du ressort F_r , calculé en fonction de la levée théorique ;
- l'accélération théorique de la soupape y'' ;
- l'effort sur l'actionneur F_a , obtenu d'après les données précédentes et l'équation suivante :

$$My''\vec{e}_y = (F_a - F_r)\vec{e}_y \Rightarrow F_a = My'' + F_r \quad (3.1)$$

avec M la masse mobile et $\vec{e}_y$ le vecteur normé orienté dans le sens d'ouverture de la soupape. Quand cet effort F_a s'annule, on a donc une perte de contact de l'actionneur et on considère qu'il y a affolement.

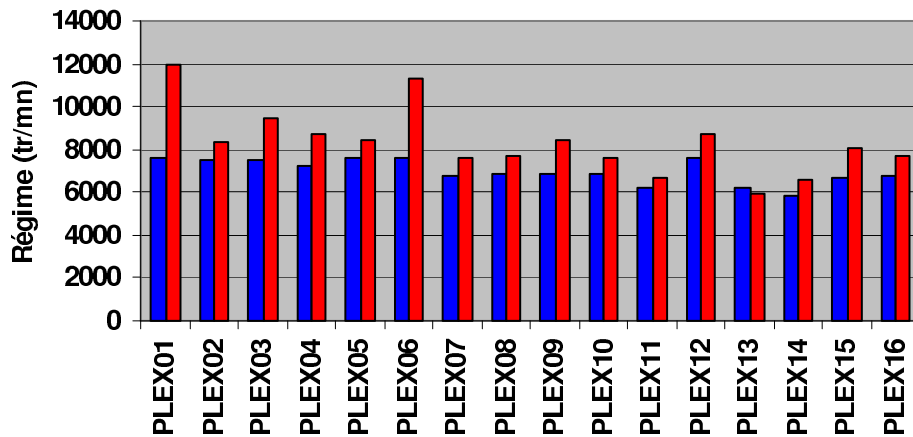


FIG. 3.1 – Comparaison entre *calcul* quasi-statique et *mesure* du régime d'affolement

Ce calcul quasi-statique permet déjà de comparer la sévérité de la loi, mais il est trop simpliste pour être fiable car il ne prend pas en compte toutes les variations d'efforts dues aux vibrations des différents composants. La variation d'effort est seulement due à l'effet de l'inertie qui augmente avec le régime. Les résultats de ce calcul sur un ensemble de seize lois expérimentales montrent que le régime d'affolement est toujours largement surévalué

par rapport aux essais (FIG. 3.1). Un facteur correctif, dépendant du profil d'accélération de la loi, a été trouvé. Il permet de prédire avec plus de précision le régime d'affolement (± 350 tr/mn), mais il a été validé uniquement pour la cinématique de la distribution du moteur K4.

Les résultats précédents montrent bien que la dynamique doit absolument être prise en compte dans les calculs. La réalisation de ce premier modèle à un degré de liberté (DDL), simple et facilement programmé, constitue une base qui permet de faire les premières comparaisons avec les essais. Les données employées sont des valeurs moyennes facilement identifiées. Les comparaisons avec les essais vont mettre en évidence et orienter les améliorations à apporter au modèle pour diminuer les différences entre calculs et essais. Ce modèle permet cependant de représenter les pertes de contact possibles au niveau siège/soupape ou linguet/soupape. Il est donc possible à l'aide de ce modèle de calculer quel sera le régime d'affolement, plus précisément qu'un modèle quasi statique. Ces non linéarités, pénalisantes pour la stabilité du calcul, vont permettre de tester les méthodes numériques et de choisir la plus adaptée. Ce modèle sera également réalisé avec VALDYN, à la fois pour établir une comparaison sur un cas simple, mais également pour vérifier les différents modèles réalisés.

3.1 Modèle Analytique

Le modèle complet peut être représenté par un schéma simple (FIG. 3.2). Ce modèle est issu de la bibliographie [34] et se distingue par l'application d'un frottement sec et d'un jeu au contact soupape/siège, qui semble à priori plus adapté au contact siège/soupape de par la forme de la zone de contact (conique) et l'absence de lubrification à cet endroit. Un jeu entre le linguet et la soupape est également pris en compte pour reproduire l'excès d'ouverture qui peut se produire à haut régime. Le déplacement imposé est le déplacement vertical théorique de l'extrémité du linguet en contact avec la soupape, équivalent à la levée cinématique de la soupape donnée par le logiciel DISTRIB.

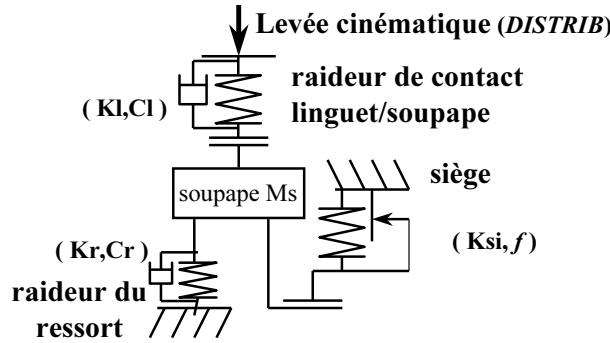


FIG. 3.2 – Modèle à 1 DDL

Les notations employées dans les équations sont explicitées dans le tableau 3.1.

L'équation du mouvement de la soupape est alors la suivante :

$$\frac{d^2 S_v}{dt^2} = \frac{1}{M_v} \left[F_c + F_{si} - F_{fric} - K_r(S_v - \Delta S_{ress}) - C_r \frac{dS_v}{dt} \right] \quad (3.2)$$

Les efforts de l'actionneur F_c sont :

$$F_c = K_l(S_c - S_v - l) + C_l \left(\frac{dS_c}{dt} - \frac{dS_v}{dt} \right) \quad \text{si } (S_c - S_v - l) > 0 \quad (3.3)$$

t :	Temps (s)
R :	Régime moteur (tr/mn)
θ :	Angle arbre à cames (degrés)
S_v :	Déplacement de la soupape (m)
S_c :	Déplacement du point de contact linguet/soupape (donnée DISTRIB en m)
K_r :	Raideur du ressort de soupape (N/m)
K_l :	Raideur de contact linguet/soupape (N/m)
K_{si} :	Raideur de contact soupape/siège (N/m)
C_r :	Amortissement du ressort de soupape (N/m/s)
C_l :	Amortissement contact linguet/soupape (N/m/s)
F_{fric} :	Force de frottement au contact soupape/siège
ΔS_{ress} :	Écrasement du ressort de soupape (N)
l :	Précharge contact linguet/soupape (m)
ΔS_{si} :	Écrasement du contact soupape/siège (m)
f :	Coefficient de frottement au contact soupape/siège
M_v :	Masse soupape (Kg)

TAB. 3.1 – Notations employées pour le modèle 1DDL

$$F_c = 0 \quad \text{si } (S_c - S_v - l) \leq 0$$

les efforts au contact siège/soupape F_{si} :

$$F_{si} = K_{si}(\Delta S_{si} - S_v) \quad \text{si } (\Delta S_{si} - S_v) > 0 \quad (3.4)$$

$$F_{si} = 0 \quad \text{si } (\Delta S_{si} - S_v) \leq 0$$

le frottement sec au contact du siège se calcule de la façon suivante :

$$F_{fric} = \text{signe} \left(\frac{dS_v}{d\theta} \right) f \cdot K_{si}(\Delta S_{si} - S_v) \quad \text{si } (\Delta S_{si} - S_v) \leq 0 \quad (3.5)$$

$$F_{fric} = 0 \quad \text{si } (\Delta S_{si} - S_v) > 0$$

Les calculs se faisant à régime constant, il est préférable d'obtenir des résultats en fonction de l'angle de l'arbre à cames et non du temps. Un changement de variable entre le temps et l'angle de l'arbre à cames est ainsi réalisé. La vitesse de rotation que l'on prend comme référence est toujours celle du vilebrequin. On modélisera exclusivement la distribution de moteurs à quatre temps, l'arbre à cames tourne donc deux fois moins vite que le vilebrequin, et le changement de variable se fait donc comme suit :

$$t = \frac{60}{360} \times \frac{\theta}{R/2} = \frac{\theta}{3.R} \quad (3.6)$$

3.2 Méthode d'interpolation de la loi de levée

Le mouvement imposé au modèle, le déplacement S_c , correspond à la levée cinématique de la soupape. Ce mouvement est calculé à l'aide du programme DISTRIB qui fournit la levée avec un pas de 0,1 degré. Pour introduire simplement la valeur de levée cinématique, dans le programme, les séries de Fourier sont utilisées. Cette méthode a l'avantage d'être simple à implémenter et plus rapide qu'une interpolation par un polynôme cubique. En effet, il suffit de calculer une fois les paramètres de la série pour toute la levée au lieu de calculer les coefficients du polynôme entre chaque point du fichier d'entrée. On calcule d'abord les 50 premiers coefficients des sinus et cosinus composant la série de Fourier de la levée, dont

la norme fournit l'amplitude des harmoniques de la loi (FIG. 3.3). Le calcul des coefficients de la série de Fourier de la vitesse se fait directement par dérivation de la série calculée pour la levée.

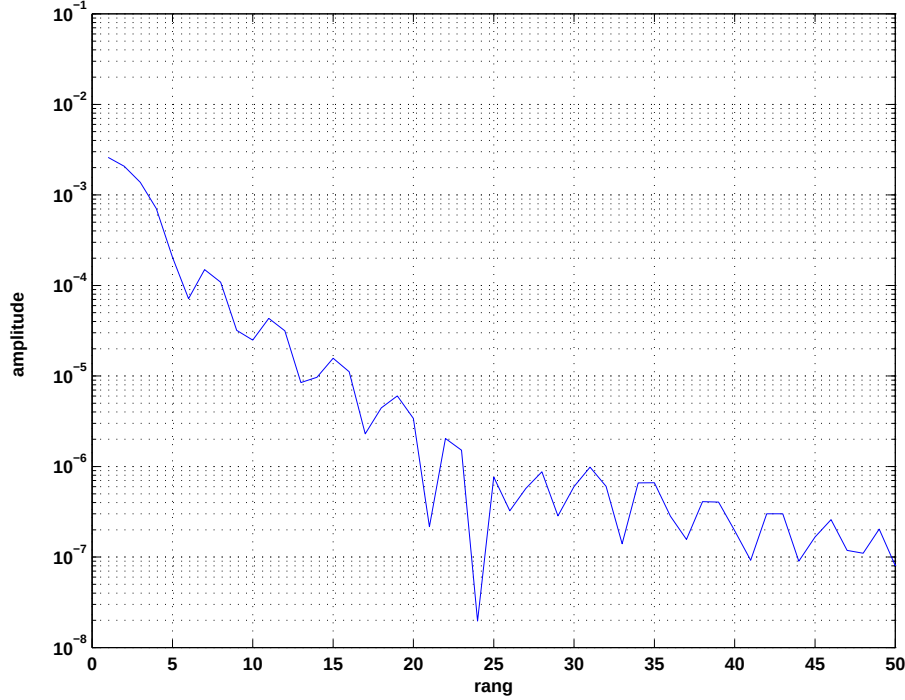


FIG. 3.3 – Amplitude, en mètres, des différents harmoniques de la levée de la soupape d'échappement du moteur K_4 en fonction du rang

Le déplacement est une fonction $f(x)$ de période 2π , dont $2N+1$ valeurs y_k sont connues (dans le cas présent, la levée) de la variable x_k (l'angle AàC). L'expression trigonométrique suivante permet de faire une approximation de $f(x)$:

$$y = f(x) = A_0 + \sum_{k=1}^n [A_k \cos(kx) + B_k \sin(kx)] \quad (3.7)$$

Le calcul des différents coefficients de la série se fait d'après les formules suivantes [23] :

$$A_0 = \frac{1}{2N} \sum_{l=-N+1}^N f(x_l) \quad A_N = \frac{1}{2N} \sum_{l=-N+1}^N f(x_l) \cos(Nx_l) \quad (3.8)$$

si $k \neq 0, N$

$$A_k = \frac{1}{N} \sum_{l=-N+1}^N f(x_l) \cos(kx_l) \quad B_k = \frac{1}{N} \sum_{l=-N+1}^N f(x_l) \sin(kx_l) \quad (3.9)$$

Au cours du calcul, à chaque pas de temps, la somme des sinus et cosinus est calculée à la place de l'interpolation. Avec ces 50 termes, par rapport aux valeurs de levée obtenues par le calcul cinématique, une erreur sur la levée de $2 \mu\text{m}$ est obtenue (FIG. 3.4). Cette différence est inférieure à la tolérance d'usinage ($10 \mu\text{m}$) de la came. De surcroît, pour un linguet ou un culbuteur, le rapport de culbuterie étant proche de deux, l'erreur sur la levée est doublée.

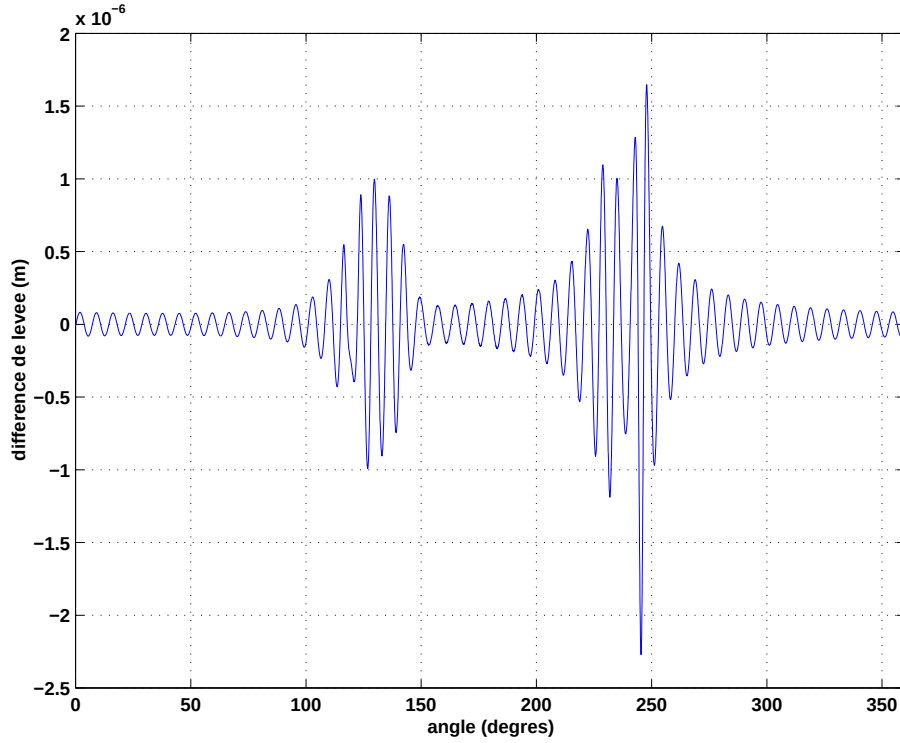


FIG. 3.4 – Différence entre la levée recomposée avec les 50 premiers termes de la série de Fourier et la levée initiale

Une vingtaine de termes aurait pu suffire (FIG. 3.5), par rapport à cette tolérance qui est fournie, mais une plus grande précision sur la levée est préférable, d'autant que les plus grandes différences sont observées au niveau des rampes de silence, zones critiques de la loi de levée, qui doivent être bien définies, et que la précision réelle de l'usinage semble être inférieure à la tolérance.

3.3 Méthodes numériques employées pour l'intégration

3.3.1 Runge-Kutta-Fehlberg(6-5)

La méthode de résolution employée est de type explicite, utilisant six dérivées, et permet un contrôle du pas de temps. Le pas de temps est noté h et le vecteur dérivé f (cf. annexe, équation (B.2)). La décomposition est la suivante :

$$\begin{aligned}
 k_1 &= hf(t_n, y_n) \\
 k_2 &= hf(t_n + \frac{1}{4}h, y_n + \frac{1}{4}k_1) \\
 k_3 &= hf(t_n + \frac{3}{8}h, y_n + \frac{3}{32}k_1 + \frac{9}{32}k_2) \\
 k_4 &= hf(t_n + \frac{12}{13}h, y_n + \frac{1932}{2197}k_1 - \frac{7200}{2197}k_2 + \frac{7296}{2197}k_3) \\
 k_5 &= hf(t_n + h, y_n + \frac{439}{216}k_1 - 8k_2 + \frac{3680}{513}k_3 - \frac{845}{4104}k_4) \\
 k_6 &= hf(t_n + \frac{1}{2}h, y_n - \frac{8}{27}k_1 + 2k_2 - \frac{3544}{2165}k_3 + \frac{1859}{4104}k_4) - \frac{11}{40}k_5
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

$$y_{n+1} = y_n + \frac{16}{135}k_1 + \frac{6656}{12825}k_3 + \frac{28561}{56430}k_4 - \frac{9}{50}k_5 + \frac{2}{55}k_6 + 0(h^6) \tag{3.11}$$

$$y_{n+1}^{(2)} = y_n + \frac{25}{216}k_1 + \frac{1408}{2565}k_3 + \frac{2197}{4101}k_4 - \frac{1}{5}k_5 + 0(h^5) \tag{3.12}$$

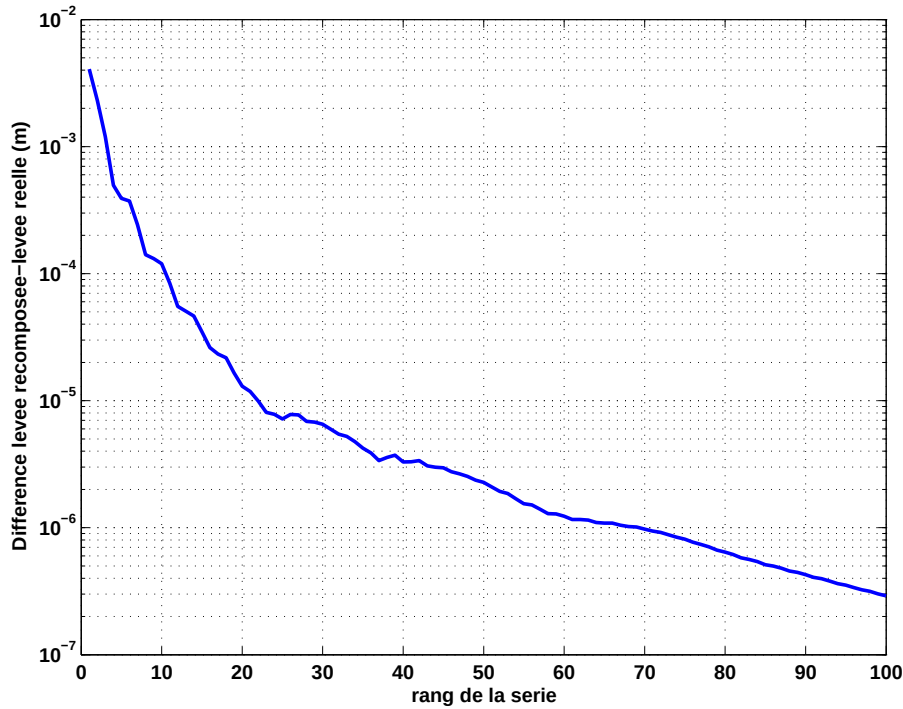


FIG. 3.5 – *Erreur commise en recomposant la levée à partir de la série de Fourier en fonction du nombre de termes utilisés pour le calcul*

La différence $\Delta y = y_{n+1}^{(2)} - y_{n+1}$ permet donc d'obtenir une estimation de l'erreur d'ordre 5 qui est commise. Un contrôle de cette erreur à chaque pas de temps permet donc de savoir si le calcul diverge.

3.3.2 Comparaison avec les autres méthodes

Les différences entre les méthodes sont faibles jusqu'aux mi-régimes. La méthode de R-K Fehlberg se montre cependant la plus précise : pour avoir la même précision avec la méthode de Newmark, il est nécessaire de diminuer nettement le pas de temps. Une bonne précision est nécessaire pour déterminer quand se produisent excès et rebond, avec un pas de temps élevé, on peut observer un rebond numérique, dû au manque de précision.

L'emploi de méthode implicite d'ordre plus faible donne un temps de calcul du même ordre. Le calcul itératif nécessaire à la résolution est long, et sa rapidité dépend du pas de temps : plus le pas est faible, moins la résolution demande d'itérations. Augmenter le pas de temps ne permet donc pas forcément de raccourcir le temps de calcul.

Afin d'avoir une résolution numérique assez précise, la méthode R-K Fehlberg est finalement choisie. C'est la plus précise des méthodes testées, tout en restant relativement rapide. De plus, cette méthode permet de réaliser simplement un contrôle de la stabilité, afin de réduire le pas de temps automatiquement s'il y a un problème.

3.4 Modèle réalisé en employant VALDYN

3.4.1 Le logiciel VALDYN

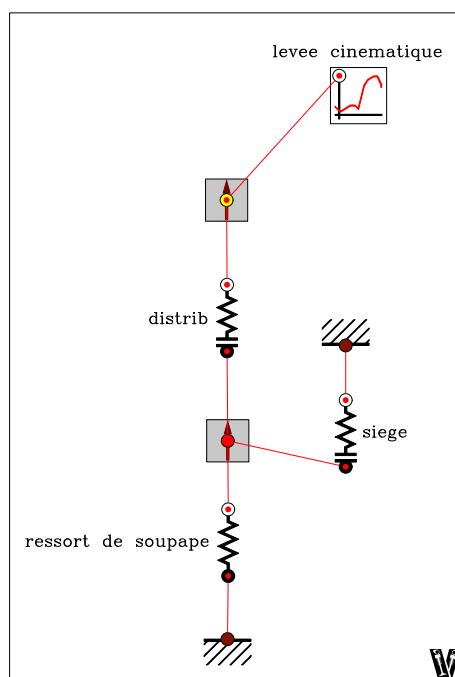
VALDYN est un logiciel spécifique dédié au calcul du comportement dynamique de la distribution. Les modèles de calcul employés par ce logiciel sont de type masses/raideurs, et

une interface graphique permet de construire facilement un modèle en reliant les différentes masses et les raideurs.

Un modèle complet de distribution se compose de simples masses+raideurs et de méta-éléments (ressort, came+linguet, butée, ...), qui contiennent des paramètres fixes dans le logiciel, mais qui restent en grande partie paramétrables par l'utilisateur. Le logiciel permet également de prendre en compte l'entraînement (chaîne, courroie ou pignons) de distribution et d'intégrer un déphaseur d'arbre à cames. Les trois types de distribution (poussoir, linguet et culbuteur) peuvent être modélisés grâce à des éléments spécifiques prenant en compte la cinématique de chacun de ces actionneurs.

3.4.2 La réalisation du modèle

Le modèle à un degré de liberté précédent (FIG. 3.2) est repris sous VALDYN afin de comparer les deux modèles et les deux méthodes de calcul.

FIG. 3.6 – *modèle 1DDL réalisé sous VALDYN*

La seule différence de ce modèle (FIG. 3.6) par rapport au modèle développé (FIG. 3.2) vient d'un amortissement visqueux au contact du siège, à la place du frottement sec que l'on ne peut pas introduire sous VALDYN. Cependant, ce paramètre n'a d'influence qu'à la repose de la soupape, et pas en cours de levée, et le rebond sur le siège mesuré est faible, quel que soit le régime. Une équivalence est cependant trouvée pour reproduire de façon identique le rebond.

La méthode d'intégration employé par VALDYN est une méthode de type Runge-Kutta, avec réduction automatique du pas de temps. La différence entre les levées cinématique et dynamique est donnée (FIG. 3.7), et ce résultat est très proche de celui du modèle développé avec la résolution par Runge-Kutta (FIG. 3.9), des oscillations apparaissent en dos de came, mais cela vient de l'amortissement introduit au niveau du siège qui est différent.

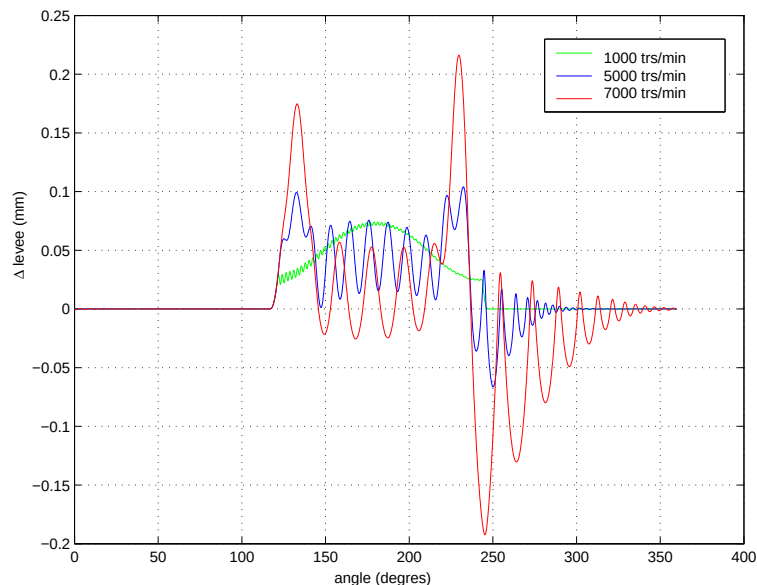


FIG. 3.7 – Comparaison de la différence entre la levée cinématique et la levée calculée pour le modèle VALDYN 1DDL à 1000, 5000 et 7000 tr/min

Raideur linguet soupape K_l (N/m)	$5,5 \cdot 10^7$
Raideur ressort K_r (N/m)	40000
Raideur siège K_{si} (N/m)	10^8
Amortissement linguet soupape C_l (N/m/s)	10
Amortissement ressort C_r (N/m/s)	0,5
Coefficient de frottement siège f	0,5
masse soupape M_v (kg)	0,096
Précharge ressort (N)	165

TAB. 3.2 – Valeurs numériques employées dans le modèle

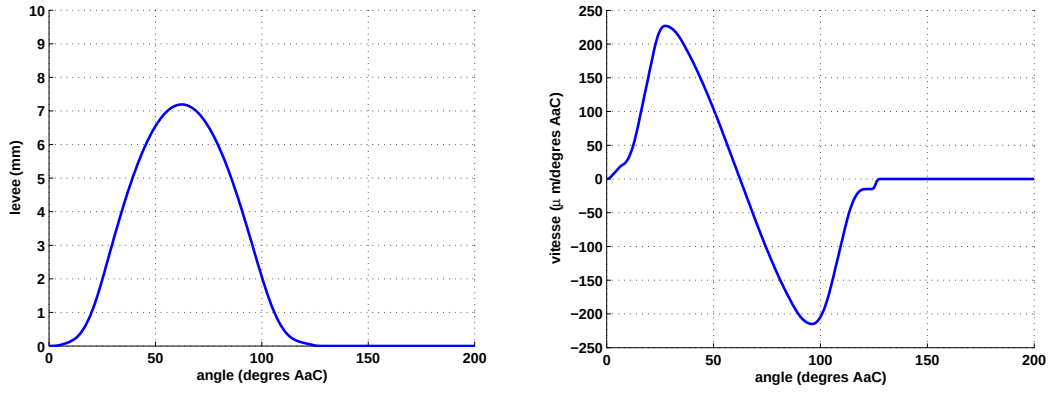
3.5 Résultats du modèle 1DDL

Certaines des données employées sont accessibles directement : la raideur représentant le ressort de soupape est la raideur moyenne du ressort mesurée, la masse correspond à la masse mobile totale de la commande de soupape (soupape, linguet, coupelle et ressort). Les autres données du modèle ont été recalées pour que les levées mesurée et calculée soient le plus semblables possible :

- la raideur linguet/soupape est définie pour avoir la meilleure levée possible à bas et mi-régime ;
- les amortissements linguet/soupape et ressort sont définis pour retrouver au mieux les oscillations observées sur la levée et la vitesse ;
- le coefficient de frottement au niveau du siège est défini pour avoir la bonne hauteur de rebond après un contact soupape/siège.

Les différentes valeurs numériques qui sont utilisées dans ce modèle sont indiquées dans le tableau 3.2.

La donnée d'entrée du calcul est une loi de levée du plan d'expérience (FIG. 3.8), la levée maximum est de 7,2 mm.

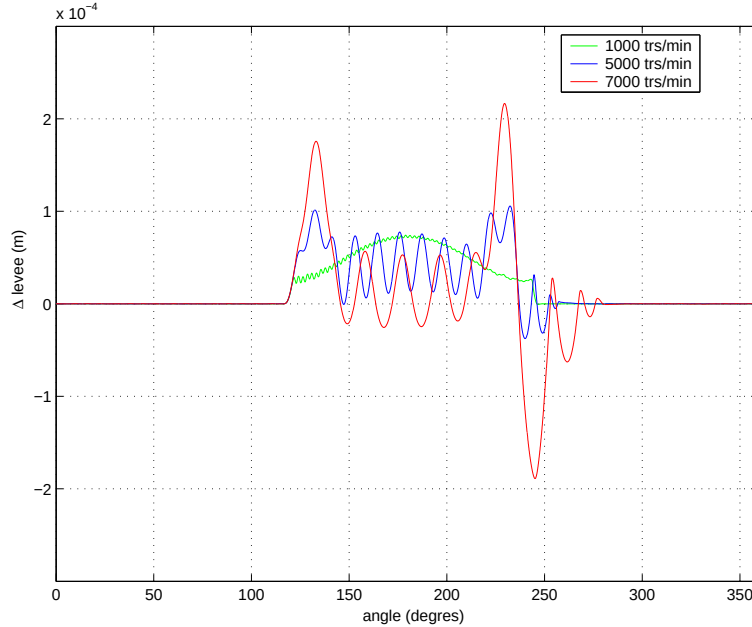

 FIG. 3.8 – *Levée et vitesse cinématique de la loi utilisée*

Le calcul de la fréquence propre, en phase de levée de la soupape, donne donc le résultat suivant :

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{M}} = \sqrt{\frac{5540.10^3}{0,096}} = 7596 \text{ rad/s} \quad (3.13)$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = 1209 \text{ Hz} \Rightarrow T = 8,27.10^{-4} \text{ s} \quad (3.14)$$

Le pas de temps doit être au moins égal au vingtième de cette période pour que le calcul soit stable numériquement, soit $\Delta t \sim 3,8.10^{-5} \text{ s}$, ce qui représente pour un régime de 3000 tr/mn, 1100 points par tour.


 FIG. 3.9 – *Comparaison de la différence entre la levée cinématique et la levée calculée pour le modèle 1DDL à 1000, 5000 et 7000 tr/min*

L'écart entre la levée cinématique et la levée calculée permet de mettre en évidence l'influence de cette fréquence propre au cours de la levée (FIG. 3.9). À 7000 tr/mn par exemple, la période $T = 8,27.10^{-4} \text{ s}$ correspond à une plage angulaire de $T \times 360 \times 7000 / 120 = 17,4^\circ$, ce qui se vérifie sur la figure (FIG. 3.9).

Le calcul de la garde est déduit des efforts au niveau de la raideur de contact entre came et linguet (FIG. 3.10). Le calcul de la garde est trop sensible aux harmoniques de la loi par rapport à la mesure.

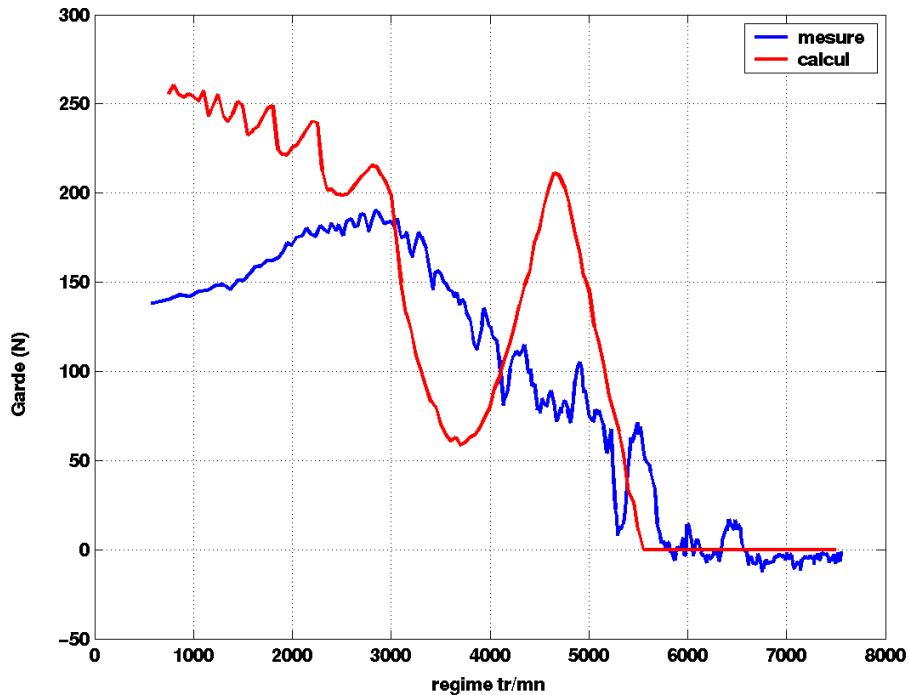


FIG. 3.10 – Comparaison entre la garde mesurée et la garde obtenue par calcul

La vitesse avant rebond est sous évaluée par le calcul (FIG. 3.11) et le pic important, à 6700 tr/mn, n'est pas reproduit. L'amplitude de la vitesse d'impact est perfectible car le modèle ne prend pas en compte la déformation des différents composants et l'écrasement de la butée hydraulique, qui conduisent à une repose anticipée de la soupape.

Les résultats, (FIG. 3.12), montrent bien que la dynamique du ressort n'est pas correctement reproduite. Les oscillations de l'effort sous ressort, dues au mouvement des spires centrales du ressort, sont importantes à haut régime, que ce soit en dos de came ou au cours de la levée, et ces oscillations contribuent à faire décoller la soupape du linguet. Cela montre qu'il est nécessaire de tenir compte des variations de l'effort du ressort sur la soupape pour pouvoir prédire correctement le comportement dynamique de cette dernière. Il faut donc, pour avoir une plus grande précision, modéliser le ressort plus finement, pas uniquement par une raideur mais en prenant en compte ses fréquences propres, qui influent sur le reste du système. Il faut noter que, à bas régime, la légère augmentation de l'effort sous ressort mesurée en dos de came est due à une dérive en temps du capteur (rondelle de charge Kistler), ce phénomène disparaît donc au fur et à mesure que l'on monte en régime.

Les différences entre les levées calculées et mesurées (FIG. 3.13), visibles à bas régime, peuvent être imputées à la butée hydraulique, qui s'enfonce légèrement au cours de la levée et provoque un changement dans la cinématique. Ces différences peuvent provenir de la variation du rapport de culbuterie au cours de la levée. Le calcul du maximum de levée dynamique sur une montée en régime (FIG. 3.14) donne des résultats assez moyens. Le résultat de calcul est correct jusqu'à mi-régime, mais devient trop élevé à haut régime.

Sur l'ensemble des lois du plan d'expérience (FIG. 3.15), la prédiction du régime d'af-folement est significativement améliorée par rapport aux calculs quasi-statiques (FIG. 3.1). Cependant, le calcul n'est pas encore assez précis, et il y a encore des écarts trop importants sur certaines lois.

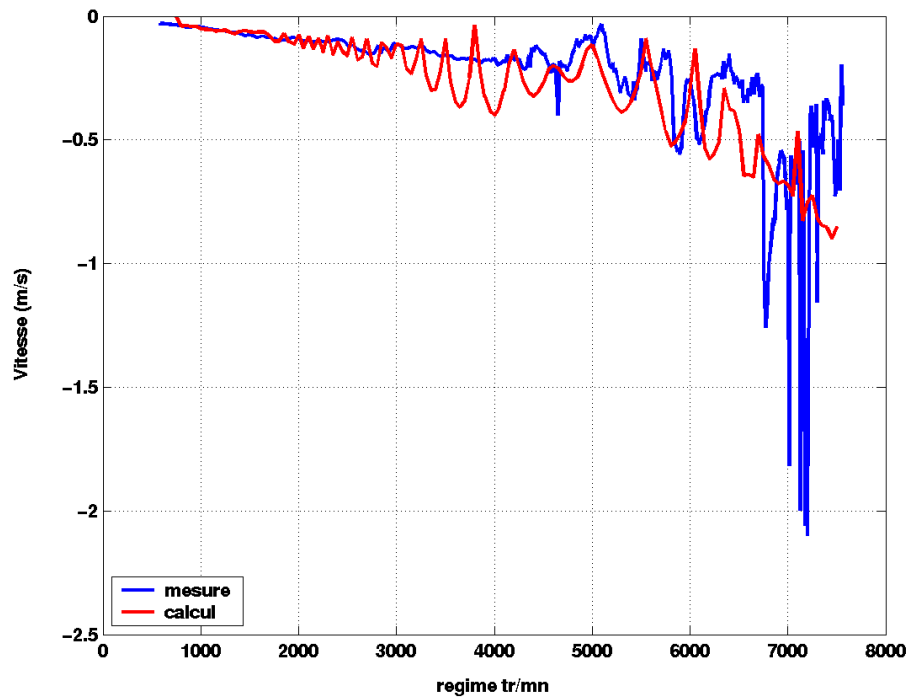


FIG. 3.11 – Comparaison entre les vitesses d'impact mesurée et obtenue par calcul

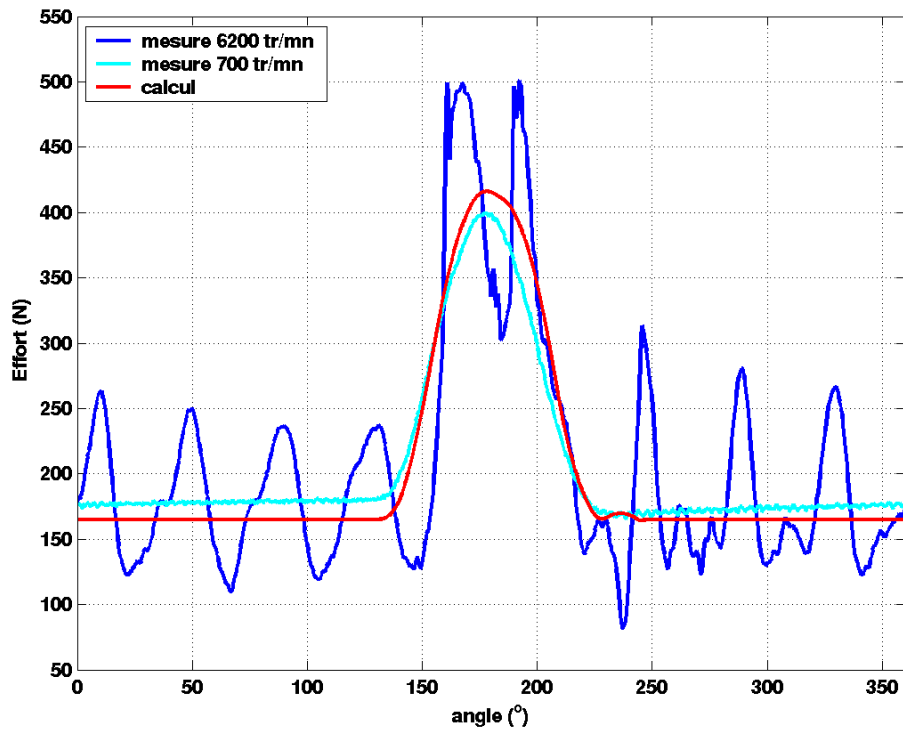


FIG. 3.12 – Comparaison des efforts ressort calculés à haut régime avec les efforts ressorts mesurés à bas et à haut régime

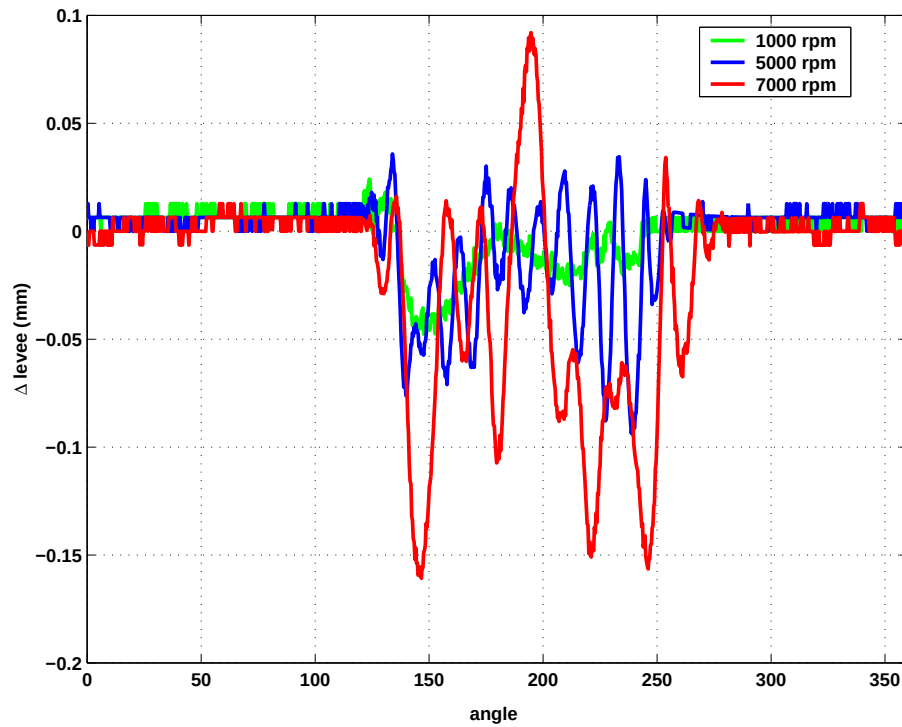


FIG. 3.13 – Différence entre la levée mesurée et la levée calculée à 1000, 5000 et 7000 tr/mn

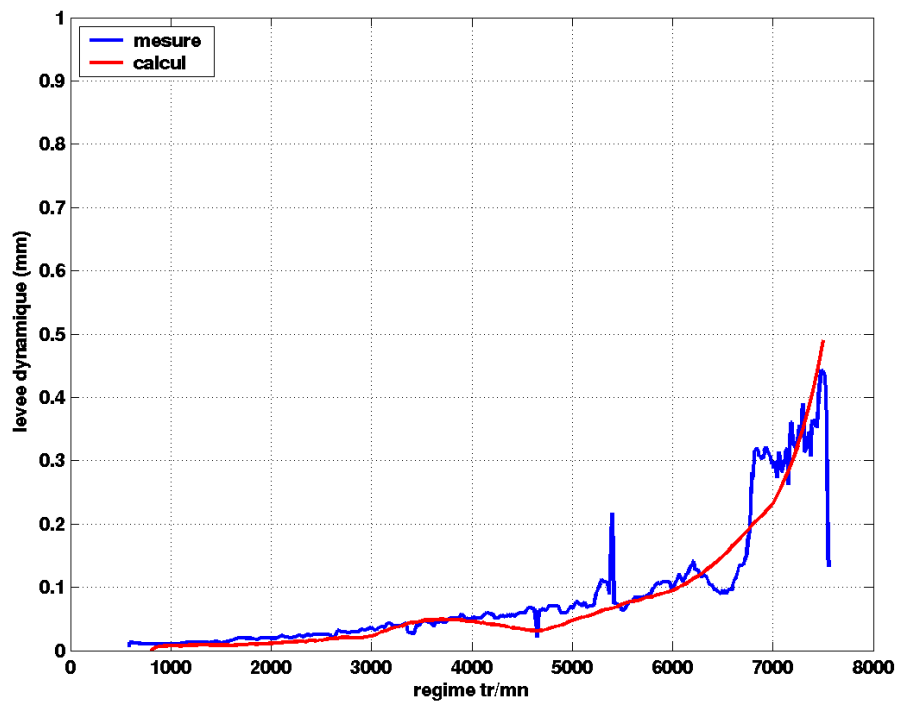


FIG. 3.14 – Comparaison entre calcul et mesure du maximum de la levée dynamique en fonction du régime moteur

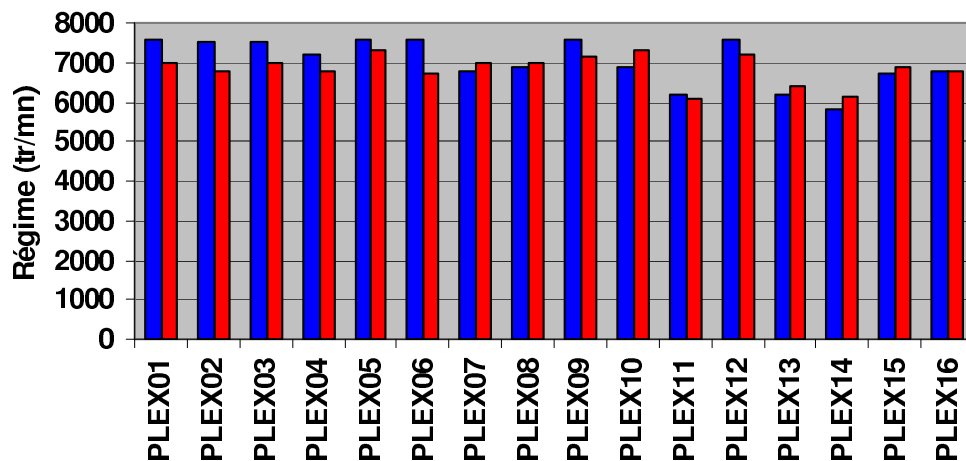


FIG. 3.15 – Comparaison des régimes d’affolement *calculés* et *mesurés* pour seize lois expérimentales

Ce modèle permet déjà de déterminer quelle peut être la sévérité d’une loi par rapport à une autre, en faisant appel, pour la plupart des paramètres du modèle, à des valeurs moyennes déjà connues (raideur du ressort, masse mobile). Cependant, ce modèle n’est pas assez précis aux hauts régimes : le décollement de la soupape observé lors des essais n’est pas retrouvé par le calcul. Si le modèle devait être recalé uniquement pour le haut régime, il faudrait diminuer les raideurs, au détriment de la bonne corrélation calcul/essais jusqu’à mi-régime.

Chapitre 4

Modélisation du ressort

4.1 Modèle simple sans contact entre les spires

4.1.1 Modélisation

Le modèle précédent ne permettait pas de reproduire les variations d'efforts du ressort observées lors des essais. Les efforts du ressort étaient identiques quel que soit le régime, ce qui n'est pas le cas dans la réalité. Or le ressort est l'élément qui permet de maintenir l'ensemble actionneur/soupape en contact avec la came, et les variations d'efforts peuvent conduire à des pertes de contact dans la commande de soupape. On cherche donc un modèle de ressort qui puisse réagir à la dynamique de la commande de soupape, et dont le comportement dynamique dépendra du contenu harmonique de la loi.

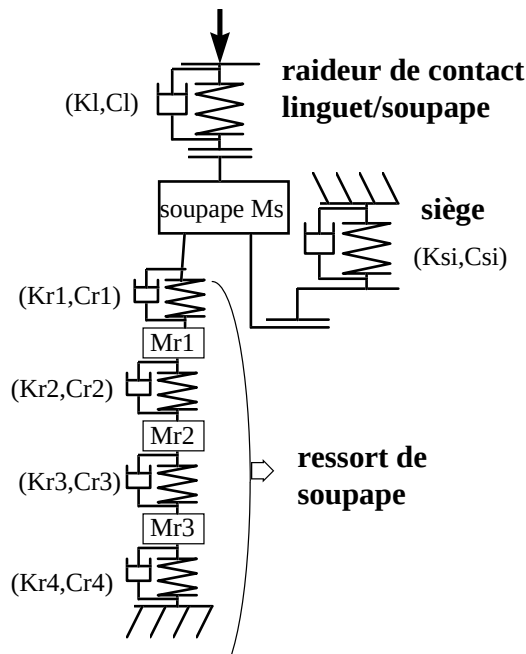


FIG. 4.1 – *Modèle de distribution comprenant une masse pour la soupape et trois masses pour le ressort*

On ne modélise plus le ressort par une simple raideur, mais par 3 masses et quatre raideurs (FIG. 4.1). La modélisation de la soupape reste identique au modèle précédent. Rajouter ces trois masses donne au modèle 3 fréquences propres supplémentaires par rapport au précédent. Afin de modéliser la dynamique du ressort, il faut qu'au moins la première

de ces fréquences corresponde à la fréquence propre principale du ressort. Ce modèle reste cependant assez simple, avec une raideur du ressort qui ne varie pas, et constitue une étape intermédiaire avant de modéliser le ressort par un plus grand nombre de masses par spires, en tenant compte de la raideur variable.

Les notations employées dans les équations suivantes sont données dans le tableau 4.1.

S_v	: déplacement de la soupape
M_v	: masse de la soupape
$S_{r1} \rightarrow S_{r3}$	: déplacement des masses 1 à 3 du ressort
$\Delta S_{r1} \rightarrow \Delta S_{r3}$	: écrasements des raideurs dus à la précharge
$M_{r1} \rightarrow M_{r3}$	: Masses 1 à 3 du ressort
K_l/C_l	: Raideur/amortissement du contact linguet-soupape
$K_{r1}/C_{r1} \rightarrow K_{r4}/C_{r4}$	: Raideurs/amortissements composant le ressort

TAB. 4.1 – Notations employées pour le modèle 4DDL

L'équation du mouvement de la soupape est la suivante :

$$\frac{d^2 S_v}{dt^2} = \frac{1}{M_v} \left[F_c + F_{si} - F_{fric} - K_{r1}(S_v - \Delta S_{R1} + S_{r1}) - C_{r1} \left(\frac{dS_v}{dt} - \frac{dS_{r1}}{dt} \right) \right] \quad (4.1)$$

avec les efforts de la came F_c :

$$F_c = K_l(S_c - S_v - l) + C_l \left(\frac{dS_c}{dt} - \frac{dS_v}{dt} \right) \quad \text{si } S_c - S_v - l > 0 \quad (4.2)$$

$$F_c = 0 \quad \text{si } S_c - S_v - l \leq 0$$

les efforts sur le siège F_{si} :

$$F_{si} = K_{si}(\Delta S_{si} - S_v) \quad \text{si } \Delta S_{si} - S_v \geq 0 \quad (4.3)$$

$$F_{si} = 0 \quad \text{si } \Delta S_{si} - S_v < 0$$

Le frottement F_{fric} au niveau du siège est :

$$F_{fric} = \begin{cases} f \times F_{si} & \text{si } \frac{dS_v}{dt} \geq 0 \\ -f \times F_{si} & \text{si } \frac{dS_v}{dt} < 0 \end{cases} \quad (4.4)$$

Les équations du mouvement pour les trois masses du ressort sont respectivement :

$$\begin{aligned} \frac{d^2 S_{r1}}{dt^2} = & \frac{1}{M_{r1}} [K_{r1}(S_v - S_{r1} + \Delta S_{R1}) - K_{r2}(S_{r1} - S_{r2} + \Delta S_{R2})] \\ & + \frac{1}{M_{r1}} \left[C_{r1} \left(\frac{dS_v}{dt} - \frac{dS_{r1}}{dt} \right) - C_{r2} \left(\frac{dS_{r1}}{dt} - \frac{dS_{r2}}{dt} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 S_{r2}}{dt^2} = & \frac{1}{M_{r2}} [K_{r2}(S_{r1} - S_{r2} + \Delta S_{R2}) - K_{r3}(S_{r2} - S_{r3} + \Delta S_{R3})] \\ & + \frac{1}{M_{r2}} \left[C_{r2} \left(\frac{dS_{r1}}{dt} - \frac{dS_{r2}}{dt} \right) - C_{r3} \left(\frac{dS_{r2}}{dt} - \frac{dS_{r3}}{dt} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 S_{r3}}{dt^2} = & \frac{1}{M_{r3}} [K_{r3}(S_{r2} - S_{r3} + \Delta S_{R3}) - K_{r4}(S_{r3} + \Delta S_{R4})] \\ & + \frac{1}{M_{r3}} \left[C_{r3} \left(\frac{dS_{r2}}{dt} - \frac{dS_{r3}}{dt} \right) - C_{r4} \frac{dS_{r3}}{dt} \right] \end{aligned} \quad (4.7)$$

Ce qui donne sous forme matricielle :

$$\begin{pmatrix} M_v & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{r1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{r2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_{r3} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \frac{d^2 S_v}{dt^2} \\ \frac{d^2 S_{r1}}{dt^2} \\ \frac{d^2 S_{r2}}{dt^2} \\ \frac{d^2 S_{r3}}{dt^2} \end{pmatrix} \quad (4.8)$$

$$\begin{aligned}
 & + \begin{pmatrix} \alpha_1 C_l + C_{r1} & -C_{r1} & 0 & 0 \\ -C_{r1} & C_{r1} + C_{r2} & -C_{r2} & 0 \\ 0 & -C_{r2} & C_{r2} + C_{r3} & -C_{r3} \\ 0 & 0 & -C_{r3} & C_{r3} + C_{r4} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \frac{dS_v}{dt} \\ \frac{dS_{r1}}{dt} \\ \frac{dS_{r2}}{dt} \\ \frac{dS_{r3}}{dt} \end{pmatrix} \\
 & + \begin{pmatrix} \alpha_1 K_l + K_{r1} + \alpha_2 K_{si} & -K_{r1} & 0 & 0 \\ -K_{r1} & K_{r1} + K_{r2} & -K_{r2} & 0 \\ 0 & -K_{r2} & K_{r2} + K_{r3} & -K_{r3} \\ 0 & 0 & -K_{r3} & K_{r3} + K_{r4} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} S_v \\ S_{r1} \\ S_{r2} \\ S_{r3} \end{pmatrix} \\
 & = \begin{pmatrix} \alpha_2 F_{fric} + K_l(S_c - l) + C_l \times \frac{dS_c}{dt} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

Les α_i sont égaux à 0 ou 1 selon les conditions énoncées précédemment pour les contacts. La méthode d'intégration employée est celle de Runge-Kutta 6 décrite au chapitre précédent, et le pas de temps est $\Delta t = 5.10^{-6}$ s.

4.1.2 Recalage du modèle

Les valeurs des différents paramètres sont données dans le tableau 4.2.

Raideur came/soupape K_l (N/mm) :	4000
Raideurs ressort $K_{r1} \rightarrow K_{r4}$ (N/mm) :	210/120/120/210
Raideur siège K_{si} (N/mm) :	100000
Amortissement came/soupape C_l (N.s/m) :	50
Amortissement ressort $C_{r1} \rightarrow C_{r4}$ (N.s/m) :	2,5/1,5/1,5/2,5
Coef. frottement siège f :	0,5
Masse soupape M_v (g) :	70
Masses ressort $M_{r1} \rightarrow M_{r3}$ (g) :	17/9,5/17

TAB. 4.2 – Valeurs numériques employées dans le modèle 4DDL.

Les valeurs initiales du modèle sont d'abord celles du modèle à un degré de liberté. Les quatre raideurs du ressort sont prises initialement égales à 160 N/mm (4×40) pour avoir exactement la même raideur équivalente de ressort que précédemment. Les raideurs et masses du ressort sont ensuite recalées pour reproduire au mieux les efforts sous ressort à bas régime, puis à des régimes plus importants. La première priorité de ce recalage est de respecter les fréquences propres du ressort : les raideurs et les masses du ressort sont donc liées entre elles et sont définies par rapport à la fréquence des oscillations que l'on observe en dos de came. La raideur équivalente du ressort recalé est de 38,2 N/mm. Les valeurs d'amortissement du ressort sont d'abord définies pour respecter au mieux la décroissance de ces oscillations, mais également les amplitudes de l'effort en cours de levée.

Une fois que les paramètres du ressort sont déterminés, la raideur de contact linguet/soupape est recalée par rapport à la mesure de levée pour obtenir l'écart le plus faible entre la mesure et le calcul.

L'équation 4.8, sans le second membre est de la forme :

$$MX'' + CX' + KX = 0 \quad (4.9)$$

Pour une position donnée de la soupape les matrices de raideur K et d'amortissement C sont connues et il est possible d'obtenir les solutions de l'équation 4.9 sous la forme classique $X = P.e^{rt}$. Cela conduit à rechercher les valeurs propres r et vecteurs propres P de :

$$\begin{pmatrix} 0 & I \\ -K^{-1}M & -K^{-1}C \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} rP \\ P \end{pmatrix} = \frac{1}{r} \begin{pmatrix} rP \\ P \end{pmatrix} \quad (4.10)$$

où I est la matrice identité et 0 la matrice nulle. Les valeurs propres et les vecteurs propres sont complexes et conjugués deux à deux. La partie imaginaire de la valeur propre est caractéristique de la fréquence, et la partie réelle de l'amortissement.

Les fréquences propres du modèle sont données dans le tableau 4.3, en faisant la distinction entre la phase de levée (soupape en contact avec la came) et la phase dos de came (soupape en contact avec le siège).

	contact avec siège et came	contact avec la came
1 ^{ère} fréquence	467 Hz	463 Hz
2 ^{ème} fréquence	700 Hz	693 Hz
3 ^{ème} fréquence	955 Hz	952 Hz
4 ^{ème} fréquence	6023 Hz	1400 Hz

TAB. 4.3 – Fréquences propres du modèle 4DDL

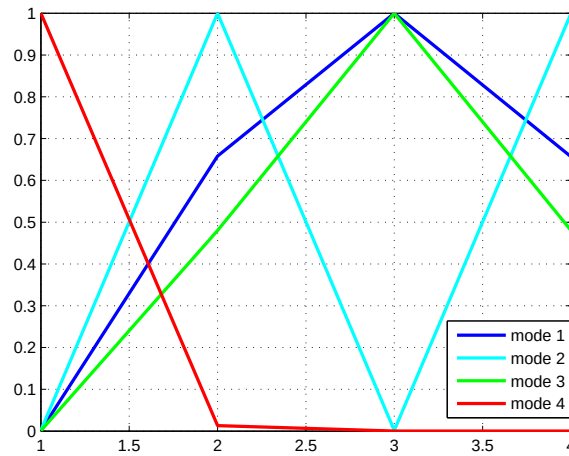


FIG. 4.2 – Modes, maxima normés à 1, du modèle à quatre degrés de liberté

La fréquence des trois premiers modes ne change pratiquement pas en dos de came ou en phase de levée, car ce sont des modes de vibrations liés au ressort (FIG. 4.2), la masse 1 (soupape) restant immobile. Le quatrième mode est celui qui excite la soupape, mais sa fréquence est plus élevée que les autres. Cette fréquence est nettement plus importante en dos de came car la raideur du siège est nettement plus importante que celle de la came. Lors de la montée en régime, on voit que les régimes où on a un pic d'effort correspondent bien à l'excitation harmonique de la loi. On peut ainsi calculer les régimes auxquels le ressort est excité :

$$R = \frac{120f}{n}$$

où R est le régime moteur (tr/mn), f la fréquence propre (Hz) et n le rang de l'harmonique de la loi de levée. Pour une fréquence de 465 Hz (moyenne de la première fréquence propre

entre sommet et dos de came), cela donne, pour les harmoniques 12 à 8, les régimes : 4650, 5073, 5580, 6200, 6975. Le résultat de calcul donne ainsi à ces régimes, des pics d'effort sous ressort importants (FIG. 4.3).

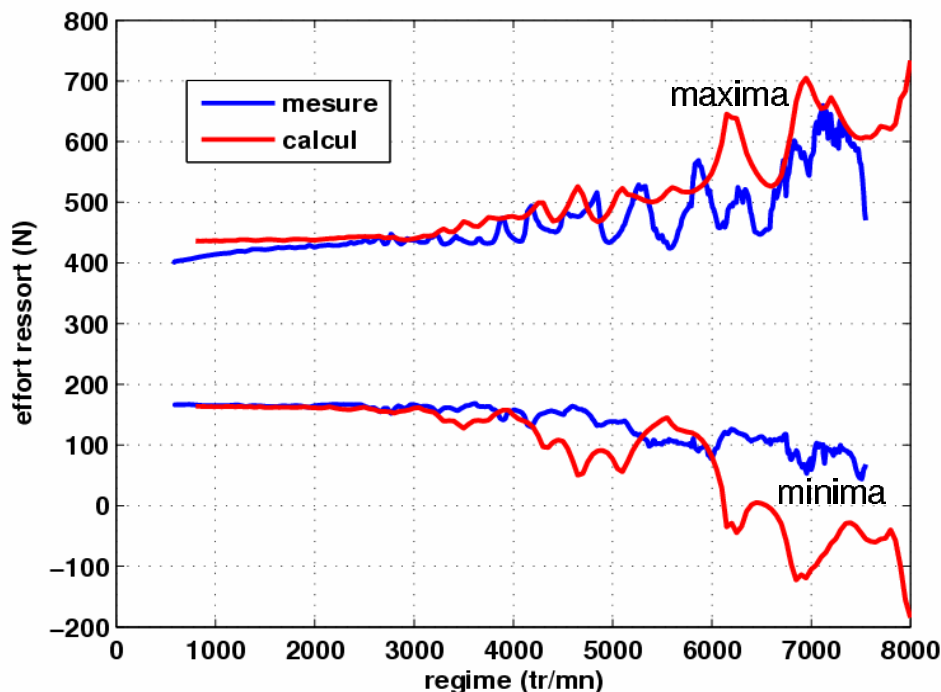


FIG. 4.3 – Évolution des maxima et minima des efforts sous ressort en fonction du régime : comparaison calcul/mesure

Cependant, la corrélation entre le calcul et la mesure des efforts sous ressort est perfectible. Les amplitudes ont tendance à être trop élevées à haut régime, et pas assez élevées à bas régime. Ces amplitudes trop importantes vont même jusqu'à créer des efforts négatifs sous le ressort, contrairement aux essais. Les calculs des efforts (FIG. 4.3) montrent que si la dynamique du ressort est prise en compte pour ce modèle, elle est trop importante comparée à ce qui est mesuré. En particulier à haut régime (5000 et 7000 tr/mn) où la différence calcul-essais est trop grande.

Les oscillations du ressort en dos de came sont particulièrement sensibles aux harmoniques de la loi, et elles sont soit trop faibles, soit trop importantes, en particulier aux régimes correspondant aux harmoniques de la loi (FIG. 4.4). Ainsi, augmenter l'amortissement pour diminuer les oscillations ne permet pas de recalculer le modèle correctement à tous les régimes. De plus, les mesures montrent que le ressort est peu amorti en dos de came. Cette différence s'explique par le fait que le modèle du ressort ne dissipe pas assez d'énergie pendant la phase de levée de soupape : les chocs entre les spires qui se produisent lors des essais, qui concourent à amortir les oscillations, et changent la raideur du ressort, nécessitent donc d'être modélisés.

Le régime d'affolement calculé est trop faible (FIG. 4.6). La mesure montre un petit pic de levée dynamique vers 6100 tr/mn, avant de diminuer pour retrouver un régime d'affolement important à 6800 tr/mn. Le calcul reproduit correctement le niveau de levée dynamique avant 6000 tr/mn, et retrouve ces deux pics aux mêmes régimes. Par contre, le critère est dépassé dès 6100 tr/mn car les amplitudes du ressort sont trop importantes à ce régime.

La similitude des deux courbes de différences de levée calcul/mesure (FIG. 4.5), même si

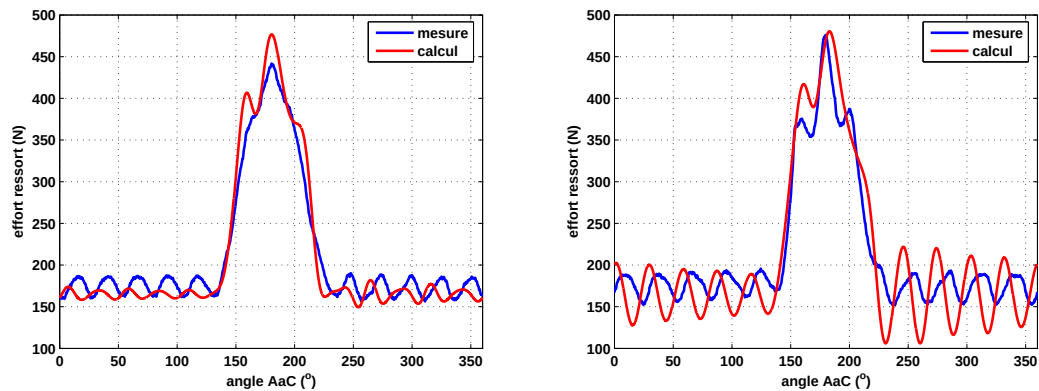


FIG. 4.4 – Comparaison entre les efforts sous ressort calculés et mesurés aux régimes respectivement de 4000 et 4600 tr/mn

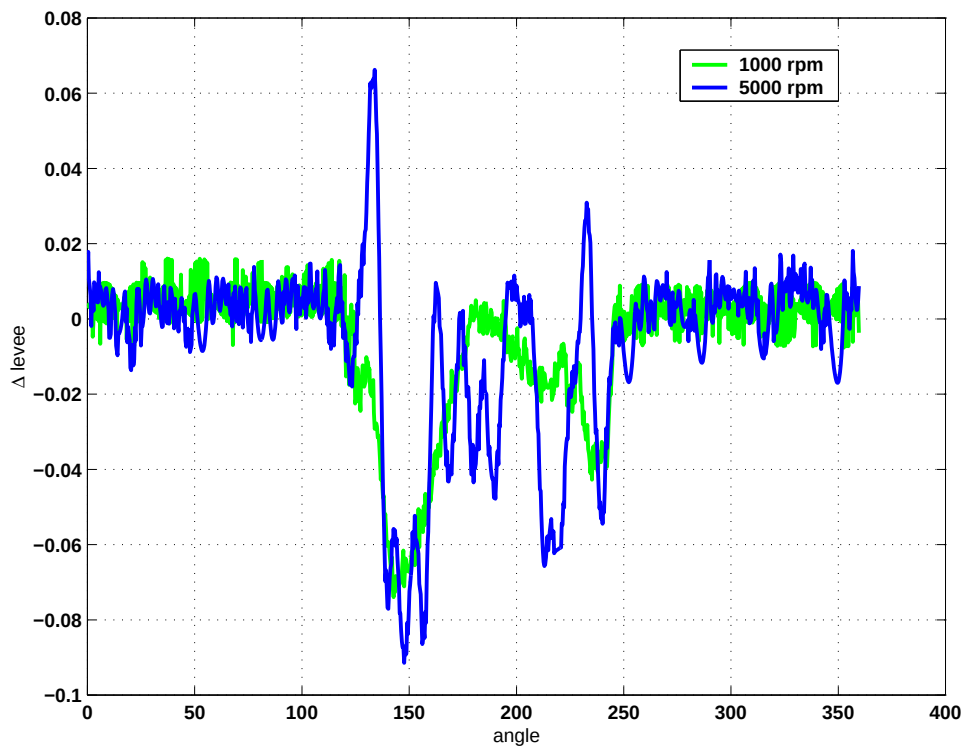


FIG. 4.5 – Différence entre les levées calculées et mesurées

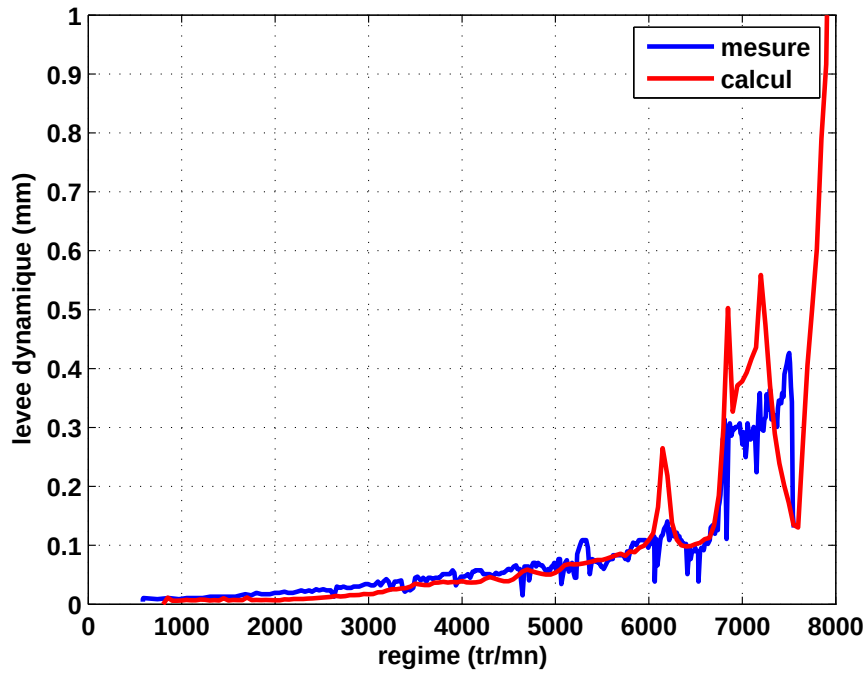


FIG. 4.6 – Évolution de la levée dynamique en fonction du régime : comparaison calcul/mesure

les niveaux ne sont pas tout à fait identiques, montre que les écarts ne sont pas uniquement la conséquence des efforts sous ressort, particulièrement à bas régime où le ressort n'est pas perturbé par la dynamique. Les variations d'efforts sous ressort (FIG. 4.4) influent peu sur la levée à bas régime (FIG. 4.5), mais à haut régime, les amplitudes d'efforts ressort trop importantes, provoquent l'affolement, et la réouverture en dos de came, de la soupape, ce qui n'est pas constaté lors des essais. Les efforts inertiels de la commande de soupape augmentent avec le régime, et sans même tenir compte de la dynamique du ressort, la garde diminue. Les variations d'efforts du ressort dues à la dynamique sont donc importantes car ce sont principalement leurs amplitudes qui vont provoquer l'affolement en diminuant encore la charge de la soupape.

Ce modèle montre donc bien l'influence prépondérante que peut avoir le ressort sur la dynamique de distribution. Ce n'est cependant pas surprenant car c'est le composant le plus souple, dans la commande de soupape, et celui qui a les fréquences propres les plus faibles (470 Hz en dos de came). Le modèle permet d'améliorer le calcul du maximum de la levée dynamique, excepté pour le pic à 6100 tr/mn qui est surestimé (FIG. 4.6). Ce modèle qui permet seulement de reproduire la première fréquence propre du ressort en dos de came n'est pas assez précis, en particulier à haut régime. Il est nécessaire pour reproduire les oscillations du ressort de pouvoir retrouver les fréquences propres du ressort sur un tour complet. Quand les spires rentrent en contact, il y a toujours du frottement, ce qui permet d'amortir les oscillations du ressort. Ce phénomène n'est pas modélisé ici, et les amplitudes des efforts du ressort sont trop grandes. Il est donc nécessaire de pouvoir modéliser ces chocs entre les spires afin d'avoir un amortissement plus important.

Le modèle a également été reproduit avec le logiciel VALDYN. Les résultats obtenus sont identiques à ce qui a été calculé avec le programme spécifique et ne sont pas présentés ici. Cela a permis cependant de valider une nouvelle fois le logiciel et les calculs réalisés.

Ce modèle permet de faire une première approche du comportement dynamique du

ressort. Il se révèle sensible à l'excitation harmonique de la loi de came, et montre l'influence du ressort sur le comportement dynamique. Cependant, la modélisation n'est pas assez précise pour le ressort de la culasse K4 où des contacts entre les spires ont lieu au cours de la levée. Le modèle peut ainsi convenir pour un ressort à pas constant, mais manque de précision pour un ressort à pas variable.

4.2 Modèle de ressort avec possibilité de contacts entre spires

Le ressort est modélisé par un système discret de masses, d'amortisseurs et de raideurs. Des ensembles raideur/amortisseur disposés en série représente une partie du ressort (une spire ou une fraction de spire), et d'autres, en parallèle, sont utilisés pour modéliser les contacts possibles entre deux masses. Plusieurs modèles de ressort comportant de une à vingt masses par spires sont testés afin de choisir le meilleur compromis entre la précision requise pour déterminer les différents critères et le temps de calcul et de réalisation du modèle.

4.2.1 La modélisation

Construction du modèle à 1 masse par spire

Le premier modèle réalisé ne prend en compte qu'une masse par spire (FIG. 4.7). Le

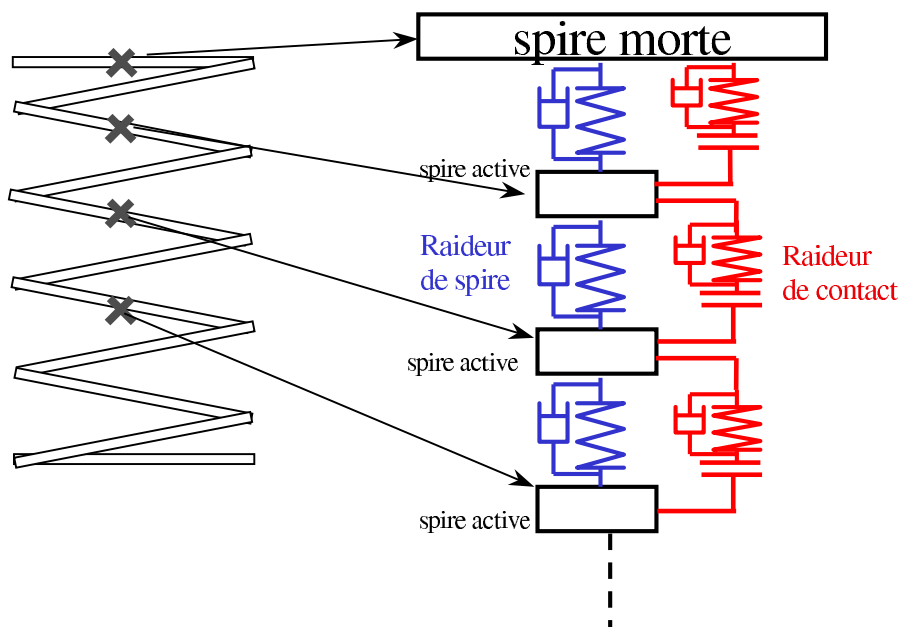


FIG. 4.7 – Schéma du modèle de ressort à une masse par spire active

ressort est alors défini par :

- la masse d'une spire active
- la masse d'une spire morte
- la raideur et l'amortissement de chaque spire
- la raideur et l'amortissement de contact entre chaque spire du ressort
- le jeu entre chaque spire du ressort

Le ressort K4 possède, d'après le plan, au total 7,25 spires : 2 spires mortes et 5,25 spires actives. Le modèle de ressort comporte donc :

- 2 masses pour chacune des spires mortes
- 5 raideurs et amortissements pour les spires actives

- 4 masses représentant les spires actives →
 - la première et la dernière représentent chacune 1,625 spire
 - les deux centrales représentent chacune 1,125 spire

On considère que chaque spire active du ressort peut rentrer en contact avec la spire suivante ou précédente. Entre chaque masse du ressort, on a donc une raideur de contact et un jeu. On considère également que le ressort peut décoller de la soupape ou de la culasse, ce qui est modélisé par deux raideurs et amortissement avec jeux.

Construction du modèle à n masses par spire et plus

Chaque spire du ressort est ici modélisée par n masses et n raideurs. L'exemple donné ici est pour un modèle à deux masses par spires. Ce modèle comprend, pour le ressort K4, onze masses (FIG. 4.8), avec une organisation similaire au précédent :

- 2 masses pour chacune des spires mortes
- 10 raideurs pour chacune des spires actives
- 9 masses représentant les spires actives :
 - la première et la dernière représentent chacune $0,75+0,25/9$ spire
 - les sept autres représentent chacune $0,5+0,25/9$ spires

Pour la modélisation des chocs entre spires, la $i^{\text{ème}}$ masse peut rentrer en contact avec la $i + n^{\text{ème}}$. Le nombre de sauts de raideur, et donc de fréquences propres du modèle de ressort, est doublé.

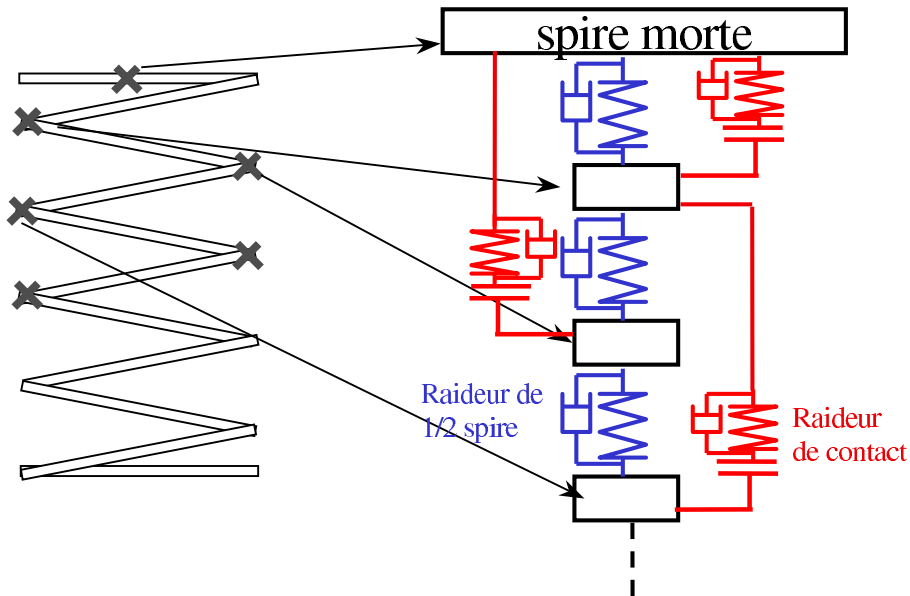


FIG. 4.8 – Modèle de ressort à deux masses par spire active

Sur le même principe, des modèles à 4, 8 et 20 masses par spires sont réalisés pour étudier quelle est l'influence du nombre de masses par spires, et déterminer jusqu'à quel point un affinement de la discrétisation peut améliorer le modèle du ressort. L'objectif étant d'avoir un modèle suffisamment précis, et dont le temps de calcul reste raisonnable, ce qui impose de ne pas avoir un trop grand nombre de degrés de liberté.

Caractéristiques et équations du modèle

Ce modèle à plusieurs degrés de liberté se distingue du modèle à un degré de liberté (FIG. 3.2) par une discrétisation plus fine du ressort de soupape, qui prend en compte

son comportement non linéaire. On prévoit seulement la possibilité d'une perte de contact entre la spire morte supérieure du ressort et la soupape, et entre la spire morte inférieure et la culasse (FIG. 4.9).

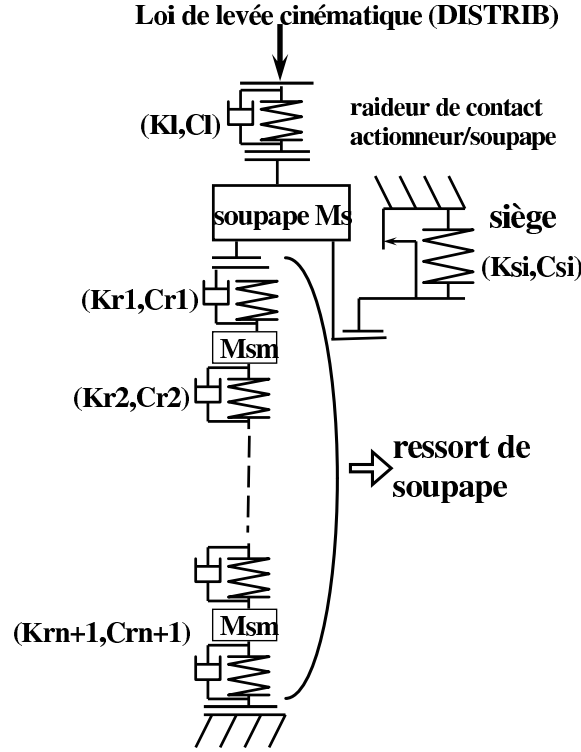


FIG. 4.9 – Modèle avec 1DDL pour la soupape et n ddl pour le ressort

Les notations employées dans les équations suivantes sont explicitées dans le tableau 4.4.

S_v	: déplacement de la soupape
M_v	: masse de la soupape
S_{ri}	: déplacement de la masse i du ressort
ΔS_{ri}	: écrasement de la raideur provoquée par la précharge
S_{SM1} et S_{SM2}	: déplacements des spires mortes
M_{ri}	: $i^{\text{ème}}$ masse composant le ressort
K_l/C_l	: Raideur/amortissement du contact came-soupape
K_r/C_r	: raideur/amortissement composant le ressort
K_{cr}/C_{cr}	: Raideur/amortissement du contact de la spire morte
K_{cs}/C_{cs}	: Raideur/amortissement du contact entre spire
l	: Écrasement au contact came-soupape
n	: le nombre de masses par spire pour le ressort
n_{sa}	: le nombre de spires actives du ressort

TAB. 4.4 – Notations employées dans les équations du modèle

Les équations régissant le mouvement de la soupape ont donc assez peu changé par rapport au modèle précédent, l'ajout étant la possibilité d'un jeu au niveau du contact avec le ressort :

$$\frac{d^2 S_v}{dt^2} = \frac{1}{M_v} [F_c + F_{si} - F_{fric} - F_{ress}] \quad (4.11)$$

avec les efforts de la came F_c :

$$F_c = K_l(S_c - S_v - l) + C_l \left(\frac{dS_c}{dt} - \frac{dS_v}{dt} \right) \quad \text{si } S_c - S_v - l > 0 \quad (4.12)$$

$$F_c = 0 \quad \text{si } S_c - S_v - l \leq 0$$

Les efforts avec le ressort F_{ress} :

$$F_{ress} = K_{cr1}(S_v - \Delta S_{R1} + S_{r1}) + D_{cr1} \left(\frac{dS_v}{dt} - \frac{dS_{r1}}{dt} \right) \quad \text{si } (S_v - \Delta S_{R1} + S_{r1}) > 0 \quad (4.13)$$

$$F_{ress} = 0 \quad \text{si } (S_v - \Delta S_{R1} + S_{r1}) \leq 0$$

les efforts sur le siège F_{si} :

$$F_{si} = K_{si}(\Delta S_{si} - S_v) \quad \text{si } (\Delta S_{si} - S_v) > 0$$

$$F_{si} = 0 \quad \text{si } (\Delta S_{si} - S_v) \leq 0$$

Le frottement F_{fric} au niveau du siège est :

$$F_{fric} = \begin{cases} f \times F_{si} & \text{si } \frac{dS_v}{dt} > 0 \\ -f \times F_{si} & \text{si } \frac{dS_v}{dt} \leq 0 \end{cases}$$

La première spire morte est à la fois au contact de la soupape, mais peut également rentrer en contact avec les n éléments de la première spire active lors de l'écrasement du ressort. Elle est donc soumise aux efforts suivants :

$$\begin{aligned} \frac{d^2 S_{sm1}}{dt^2} &= \frac{1}{M_{sm1}} (K_r(S_{rR1} - S_{SM1}) + F_{s1} + \sum_1^n (F_{ci})) \\ &+ \frac{1}{M_{sm1}} C_r(S'_{r1} - S'_{SM1} + F_{s2}) \end{aligned} \quad (4.14)$$

L'effort à la soupape F_s est défini comme suit :

$$F_{s1} = K_{cr1}(S_v - S_{r1}) + C_{cr1}(S_v - S_{r1}) \quad \text{si } (S_v - \Delta S_{R1} + S_{r1}) > 0 \quad (4.15)$$

$$F_{s1} = 0 \quad \text{si } (S_v - \Delta S_{R1} + S_{r1}) \leq 0$$

Les différents efforts de contact F_{ci} pour la spire morte :

$$F_{ci} = K_{cs}(S_{SM1} - S_{Ri} - \Delta S_i) + C_{cs} \left(\frac{dS_{SM1}}{dt} - \frac{dS_{Ri}}{dt} \right) \quad \text{si } (S_{SM1} - S_{Ri} - \Delta S_i) > 0 \quad (4.16)$$

$$F_{ci} = 0 \quad \text{si } (S_{SM1} - S_{Ri} - \Delta S_i) \leq 0$$

Pour un $i^{\text{ème}}$ élément de spire active se trouvant au centre du ressort les équations sont légèrement différentes, cet élément se trouve au contact :

- des éléments suivant $i + 1$ et précédent $i - 1$ par une raideur permanente ;
- des éléments $i + n$ et $i - n$, ou d'une spire morte, par une raideur de contact (avec jeu).

Il faut également tenir compte du fait que l'élément peut être en contact à la précharge, ou non.

$$\begin{aligned} \frac{d^2 S_{ri}}{dt^2} &= (K_r(S_{ri} - S_{ri-1}) + K_r(S_{ri} - S_{ri+1})) \\ &+ \left(C_r \left(\frac{dS_{ri}}{dt} - \frac{dS_{ri-1}}{dt} \right) + C_r \left(\frac{dS_{ri}}{dt} - \frac{dS_{ri+1}}{dt} \right) \right) + F_{Ci+n} + F_{Ci-n} \end{aligned} \quad (4.17)$$

Les efforts de contacts F_{Ci+n} entre les spires i et $i+n$ sont définis par l'équations suivantes :

$$F_{Ci+n} = K_{cs}(S_{SM1} - S_{Ri+n} - \Delta S_i) + C_{cs} \left(\frac{dS_{SM1}}{dt} - \frac{dS_{Ri+n}}{dt} \right) \quad \text{si } (S_{SM1} - S_{Ri+n} - \Delta S_i) > 0 \quad (4.18)$$

$$F_{Ci+n} = 0 \quad \text{si}(S_{SM1} - S_{Ri} - \Delta S_i) \leq 0$$

L'écriture sous forme matricielle de ces équations est la suivante, avec les α_i qui sont égaux à 0 ou 1 selon l'état des contacts définis précédemment.

$$\begin{aligned}
 & \begin{pmatrix} M_v & 0 & 0 & . & . & . & 0 \\ 0 & M_{SM1} & 0 & & & & 0 \\ 0 & 0 & M_{r1} & & & & 0 \\ . & & & . & & & . \\ . & & & & . & & . \\ . & & & & & . & . \\ 0 & 0 & 0 & . & . & . & M_{SM2} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \frac{d^2 S_v}{dt^2} \\ \frac{d^2 S_{SM1}}{dt^2} \\ \frac{d^2 S_{r1}}{dt^2} \\ . \\ . \\ . \\ \frac{d^2 S_{SM2}}{dt^2} \end{pmatrix} \quad (4.19) \\
 & + \begin{pmatrix} \alpha_1 C_l + C_{SM1} & -C_{SM1} & 0 & . & . & . & 0 \\ -C_{SM1} & C_{SM1} + C_r + \alpha_3 C_{CS} & -C_r - \alpha_3 C_{CS} & & & & 0 \\ 0 & -C_r - \alpha_3 C_{CS} & 2C_r + \alpha_4 C_{CS} & & & & 0 \\ . & & & . & & & . \\ . & & & & . & & . \\ . & & & & & . & . \\ 0 & 0 & 0 & . & . & . & C_r + C_{SM2} + \alpha_5 C_{CS} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \frac{dS_v}{dt} \\ \frac{dS_{SM1}}{dt} \\ \frac{dS_{r1}}{dt} \\ . \\ . \\ . \\ \frac{dS_{SM2}}{dt} \end{pmatrix} \\
 & + \begin{pmatrix} \alpha_1 K_l + K_{SM1} + \alpha_2 K_{si} & -K_{SM1} & 0 & . & . & . & 0 \\ -K_{SM1} & K_{SM1} + K_r + \alpha_3 K_{CS} & -K_r - \alpha_3 K_{CS} & & & & 0 \\ 0 & -K_r - \alpha_3 K_{CS} & 2K_r + \alpha_4 K_{CS} & & & & 0 \\ . & & & . & & & . \\ . & & & & . & & . \\ . & & & & & . & . \\ 0 & 0 & 0 & . & . & . & K_r + K_{SM2} + \alpha_5 K_{CS} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} S_v \\ S_{SM1} \\ S_{r1} \\ . \\ . \\ . \\ S_{SM2} \end{pmatrix} \\
 & = \begin{pmatrix} \alpha_2 F_{fric} + \alpha_1 K_l (S_c - l) + \alpha_1 C_l \times \frac{dS_c}{dt} \\ 0 \\ 0 \\ . \\ . \\ . \\ 0 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

La résolution numérique de ces équations est réalisée avec la méthode de Runge-Kutta 6 précédemment utilisée.

4.2.2 Recalage statique

Détermination de la raideur d'un élément de spire

Il s'agit de déterminer la raideur d'un élément de spire d'un ressort hélicoïdal, à fil rond, chargé axialement. On se limite au cas où les déplacements des spires ne sont pas trop importants (inférieurs à la moitié du diamètre du ressort D), ce qui est le cas des ressorts de soupape. On considère que chaque élément de spire se comporte comme une poutre rectiligne en torsion pure, soumis à un couple $PD/2$ agissant sur le centre, P étant la charge et D étant le diamètre moyen du ressort (FIG. 4.10). On considère également que les surfaces perpendiculaires à l'axe de la poutre ne se distordent pas pendant la déformation. Il en découle que les contraintes et les déformations dues au cisaillement ont une distribution linéaire le long du rayon. Ainsi, à une distance ρ du centre O (FIG. 4.11),

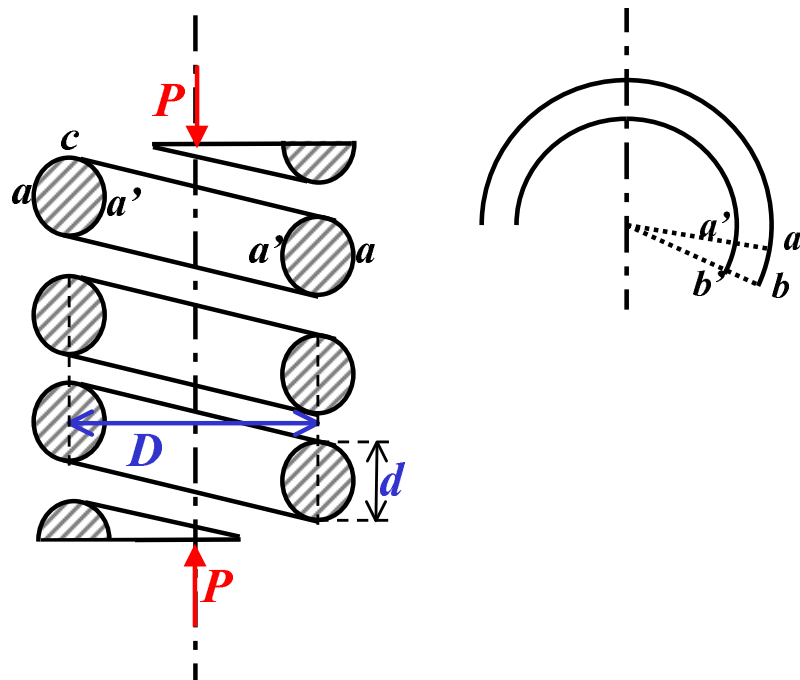


FIG. 4.10 – Schéma d'un ressort chargé axialement

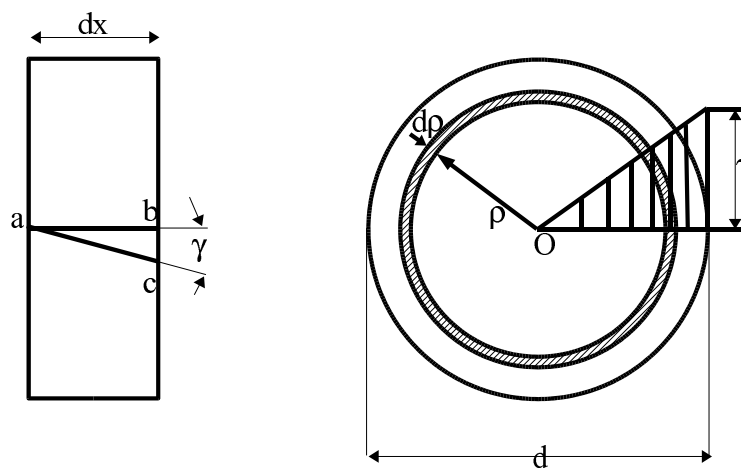


FIG. 4.11 – Section d'un élément du fil du ressort

l'effort de cisaillement va être $2\rho\tau/d$, où τ est la contrainte maximale à la surface de la poutre et d est le diamètre de la poutre. Le moment dM auquel est soumis un anneau de largeur $d\rho$ et de diamètre ρ est :

$$dM = \frac{4\pi\rho^3\tau d\rho}{d}$$

Le moment total $PD/2$ est donc équivalent à :

$$\frac{PD}{2} = \int_0^{d/2} dM = \int_0^{d/2} \frac{4\pi\rho^3\tau d\rho}{d} = \frac{\pi d^3\tau}{16} \quad (4.20)$$

d'où une contrainte :

$$\tau = \frac{8PD}{\pi d^3} \quad (4.21)$$

Pour calculer la déformation du ressort, on peut employer la procédure suivante. On considère un élément ab de la surface de la poutre et parallèle à l'axe. Suite à la déformation due à la charge, cet élément va tourner d'un angle γ . D'après la théorie de l'élasticité, cet angle est égal à la contrainte τ divisée par le module de cisaillement G , soit :

$$\gamma = \frac{\tau}{G} = \frac{8PD}{\pi d^3 G} \quad (4.22)$$

Comme on a une distance $bc = \gamma dx$ pour des angles faibles, l'angle élémentaire de torsion d'une section par rapport à l'autre $d\beta$, va être égal à $2\gamma(dx)/d$. En considérant toujours que le ressort peut être considéré comme une poutre rectiligne de longueur $l = \pi nD$, où n est le nombre de spire actives du ressort, l'angle total β , qui représente la déflexion angulaire totale d'une extrémité par rapport à l'autre :

$$\beta = \int_0^{\pi nD} \frac{2\gamma(dx)}{d} = \int_0^{\pi nD} \frac{16PD(dx)}{\pi d^4 G} \quad (4.23)$$

La longueur effective du moment correspondant à la charge P est égale à $D/2$, la déflexion totale du ressort soumis à cette charge P est donc :

$$\delta = \frac{\beta D}{2} = \frac{8PD^3 n}{Gd^4} \quad (4.24)$$

C'est la formule de Reuleaux, dont on déduit ainsi la raideur k :

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{Gd^4}{8D^3 n} \quad (4.25)$$

Pour les ressort à fil ovoïde, dont la section peut se ramener à une ellipse de diamètres d_1 et d_2 , la raideur se calcule d'après la formule suivante :

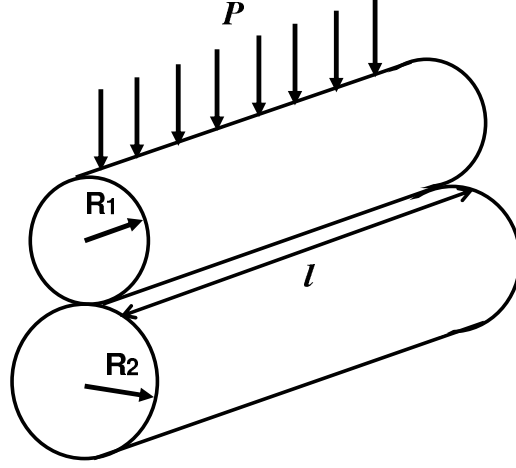
$$k = \frac{Gd_1^3 d_2^3}{4D^3 (d_1^2 + d_2^2) n} \quad (4.26)$$

L'équation (4.25), pour calculer la raideur ou la déformation des ressorts, est employée très couramment, et elle est assez précise (2% d'erreur selon [87]), même pour des angles d'hélice assez importants. Au contraire, la formule pour les contraintes (4.21) peut être fautive étant donné les effets de flexion. On trouvera une démonstration plus détaillée, et ne tenant pas compte des approximations réalisées ici dans le livre de Wahl [87]. En effet, la contrainte n'est pas identique dans tout le fil du ressort : elle est maximale sur les bords. Pour obtenir la contrainte maximale τ' , on applique un facteur correctif K , qui dépend du ratio $c = D/d$:

$$\tau' = K\tau \quad \text{avec } K = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c} \quad (4.27)$$

Raideur de contact entre deux spires par la théorie de Hertz

La théorie générale de Hertz, pour le calcul de deux cylindres à axes parallèles rentrant en contact sur une longueur l , avec une force P (FIG. 4.12), permet d'exprimer les quantités suivantes :

FIG. 4.12 – *Pression de Hertz pour deux cylindres rentrant en contact*

- Mi-largeur de la bande de contact :

$$b = 1,128 \times \sqrt{\frac{P}{l} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} \quad (4.28)$$

- Contrainte maximale :

$$\sigma_{max} = 0,5642 \times \sqrt{\frac{P}{l} \frac{\frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}}{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}} \quad (4.29)$$

- Rapprochement mutuel des corps en contact :

$$\Delta = \frac{2P}{\pi l} \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \left(\ln \frac{2R_1}{b} + 0,407 \right) + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \left(\ln \frac{2R_2}{b} + 0,407 \right) \right] \quad (4.30)$$

Avec :

- P : effort appliqué
- l : longueur du contact
- R_1 et R_2 : rayon des cylindres
- E : module d'Young
- μ : coefficient de Poisson

Dans le cas présent, il s'agit de deux cylindres identiques, et les formules précédentes, en considérant que $\mu = 0,3$, se ramènent aux trois équations suivantes :

$$\text{Mi-largeur de la bande de contact : } b = 1,076 \sqrt{\frac{PR}{lE}} \quad (4.31)$$

$$\text{Contrainte maximale : } \sigma_{max} = 0,591 \sqrt{\frac{PE}{lR}} \quad (4.32)$$

$$\text{Rapprochement des corps en contact : } \Delta = 0,5796 \frac{P}{lE} \left(\ln \frac{4R^2}{b^2} + 0,814 \right) \quad (4.33)$$

CHAPITRE 4. MODÉLISATION DU RESSORT

Le diamètre moyen (mesuré par rapport au centre de la spire) est $D = 22,9$ mm, soit une longueur de contact :

$$l = \pi \times D = 71,94 \text{ mm}$$

Le fil du ressort est ovoïde, le contact se faisant sur la partie la plus large de l'ellipse, d'axes $a = 4,1$ mm et $b = 3,27$ mm : le rayon retenu pour le calcul correspond à la moitié du plus grand axe, soit $R = 2,05$ mm.

Le module d'Young de l'acier employé est $E = 240.10^9$ Pa.

On choisit pour plus de facilité un effort $P = 1$ N.

En appliquant les formules précédentes :

$$b = 1,076 \sqrt{\frac{2,05}{71,94 \times 240.10^9}} = 3,71.10^{-7} \text{ m} \quad (4.34)$$

$$\Delta = 0,5796 \frac{1}{0,07194 \times 240.10^9} (\ln \frac{4 \times 0,00205^2}{(3,71.10^{-7})^2} + 0,814) = 6,52.10^{-10} \text{ m} \quad (4.35)$$

La raideur de contact équivaut au rapport de l'effort et de l'enfoncement soit :

$$K = \frac{P}{\Delta} = \frac{1}{6,52.10^{-10}} = 1,5.10^9 \text{ N/m} \quad (4.36)$$

Pour une charge $P = 100$ N, on obtient une raideur de $K = 2,1.10^9$ N/m : la raideur de contact varie donc assez peu selon l'effort appliqué.

Détermination des jeux entre les spires à partir d'une mesure de la raideur

Les efforts du ressort sont d'abord déterminés en utilisant les raideurs précédemment définies (relation (4.26)), et à partir d'une métrologie du ressort. La métrologie du ressort donne le rayon et la hauteur de la fibre neutre du fil en fonction de l'angle, sur tous les vingtièmes de spire, mais pour le ressort libre uniquement (aucune précharge). Il n'a en effet pas été possible d'obtenir des métrologies du ressort préchargé convenablement.

Le calcul réalisé en utilisant ces jeux n'a pas donné de bons résultats. La fermeture des spires ne se produit pas au bon moment, et la courbe de raideur calculée est décalée par rapport à celle mesurée. Même après lissage, le calcul ne donne pas de résultats satisfaisants. Le calcul est donc soit inadapté, soit les données utilisées (la métrologie) manque de précision. Les métrologies de 20 ressorts, normalement identiques, donnent en effet des résultats assez différents.

Ne pouvant donc utiliser directement ces jeux dans le modèle, il va être nécessaire de les calculer. Le calcul des jeux à introduire dans le modèle est très important car c'est lui qui va régler les fréquences propres du modèle en fonction de la hauteur du ressort. Le trajet de raideur du ressort et les formules de Reuleaux, sont utilisées afin de déterminer les jeux entre les spires du ressort.

La raideur du ressort est connue en fonction de sa hauteur à partir d'une mesure effort/déflexion réalisée en quasi-statique, avec une machine Zwick, ainsi que les données géométriques du ressort, on détermine alors quel est le nombre de spires actives n_{sa} avec l'équation (4.25) :

$$n_{sa} = \frac{Gd^4}{8KD^3} \quad (4.37)$$

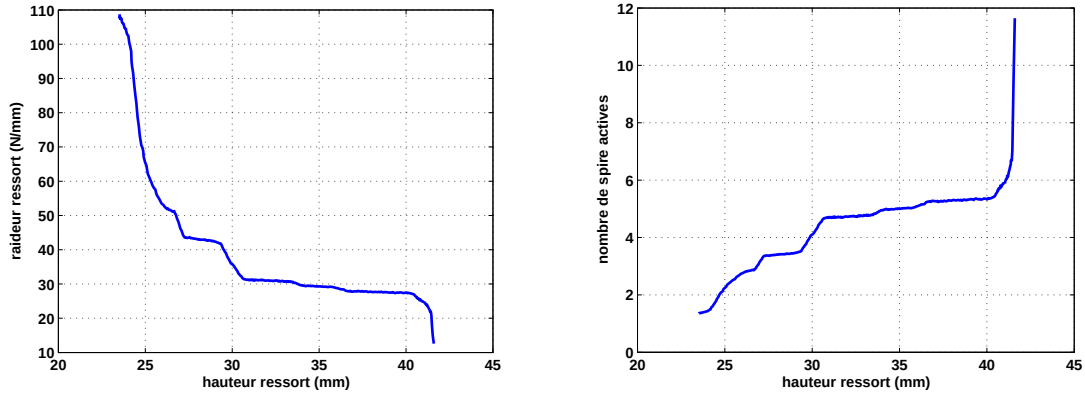
Les caractéristiques du ressort de la culasse K4 sont données dans le tableau 4.5.

La raideur mesurée au début de l'écrasement (hauteur d'environ 42 mm) est très faible (Fig. 4.13), et donne un nombre de spires actives (d'après l'équation (4.37)) bien supérieur à celui du ressort. Ce défaut est dû à deux problèmes :

largeur du fil d_1 :	4,1 mm
hauteur du fil d_2 :	3,27 mm
diamètre du ressort D :	22,96 mm
nombre de spires actives (n_{sa}) :	5,25
nombre de spires mortes :	2
module de cisaillement :	81 GPa (matériau = acier)

TAB. 4.5 – Caractéristiques du ressort de la culasse K4

- le contact du ressort avec les plateaux de la machine n'est pas parfaitement plan et se met en place progressivement ;
- la raideur du ressort est lissée afin de ne pas avoir trop de bruit de mesure.



(a) Trajet de raideur du ressort employé

(b) Nombre de spires actives obtenues d'après la raideur mesurée

FIG. 4.13 – Trajet de charge et nombre de spires actives correspondant

Le ressort K4 employé est théoriquement symétrique, si ce n'est pas strictement le cas dans la réalité, étant donné les dispersions de fabrication, cette approximation reste largement valable. On considère donc que le ressort K4 va s'écraser progressivement, et que les spires se ferment en partant des extrémités du ressort, et de façon symétrique.

Connaissant la façon dont les spires s'écrasent et les différentes caractéristiques géométriques, un modèle possédant $m = n \times n_{sa}$ raideurs en série (n nombre de masses par spires) est construit. Le ressort est soit symétrique, soit les spires s'écrasent en partant d'un côté (généralement par le bas afin d'optimiser la masse en mouvement). Cela permet aussi de simplifier le modèle en considérant que les différents éléments rentrent en contact consécutivement les uns après les autres.

Dans le modèle, le nombre de raideurs élémentaires considérées comme «actives» est forcément un nombre entier. La courbe précédente (FIG. 4.13(b)) est refaite en prenant des nombres entiers : la courbe du nombre de spires actives présente alors des «marches» à chaque changement du nombre de raideurs actives, et dépend de la résolution choisie (du nombre de masses par spire). La position de ces marches est calculée afin d'obtenir la différence la plus faible possible entre le calcul et la mesure.

On charge pas à pas le ressort jusqu'à la charge où il est totalement écrasé d'après la mesure (de 0 à 800 N pour le ressort K4, par pas de 0,25 N). Les jeux ne sont pas définis initialement mais sont calculés en fonction de la mesure. On calcule à chaque pas le déplacement élémentaire de chaque spire en résolvant l'équation (4.38).

$$\underline{K} \cdot \underline{dx} = \underline{dF} \quad (4.38)$$

L'équilibre des noeuds, quand il n'y a pas de contact entre spires, conduit à :

$$\text{pour le premier noeud : } k_1(x_2 - x_1) = dF \quad (4.39)$$

$$\text{pour le noeud } 1 < i < N : k_{i-1}(x_{i-1} - x_i) + k_i(x_{i+1} - x_i) = 0 \quad (4.40)$$

$$\text{pour le dernier noeud : } k_{N-1}(x_{N-1} - x_N) - k_N x_N = 0 \quad (4.41)$$

À chaque pas, la hauteur totale du ressort est calculée, et le nombre de spires actives (FIG. 4.13) est alors déduit de la mesure . Si le nombre de spires actives a diminué suffisamment par rapport au pas précédent, alors on considère qu'il y a contact entre deux sections de spire. On introduit alors une raideur de contact entre les éléments i et $i + 1$, en reprenant l'équation pour le cas général (4.40), l'équilibre s'écrit maintenant :

$$\text{pour le noeud } 1 < i < N : k_{i-1}(x_{i-1} - x_i) + k_i(x_{i+1} - x_i) + k_{\text{contact}}(x_{i+1} - x_i - \text{jeu}) = 0 \quad (4.42)$$

Cette méthodologie permet ainsi de retrouver les jeux à introduire dans les modèles en tenant compte de la non-linéarité du ressort.

Résultats des calculs statiques

Il peut être nécessaire de recalculer les calculs statiques. Le seul paramètre à recalculer ici est la raideur de l'élément de spire. En effet, les valeurs employées sont celles définies sur le plan et ne tiennent pas compte des dispersions de fabrication. En se basant sur les caractéristiques données au tableau 4.5, la raideur d'une spire du ressort K4 ($n_{sa} = 1$) est $k = 146$ N/mm. Les tolérances admises sur les plans des ressorts peuvent avoir une influence non négligeable sur la raideur d'une spire. L'influence de ces tolérances sur le calcul de raideur d'une spire du ressort K4, par rapport aux valeurs nominales du plan, sont données dans le tableau 4.6.

	tolérance (mm)	écart de raideur (N/mm)	écart de raideur %
diamètre du ressort	0,2	$\pm 3,8$	$\pm 2,6$
diamètre du fil	0,02	$\pm 3,3$	$\pm 2,25$
somme		$\pm 7,1$	$\pm 4,85$

TAB. 4.6 – Écarts de raideur admissibles d'après les tolérances

De même, le module de cisaillement employé, est celui que l'on retrouve souvent dans la bibliographie pour l'acier, mais n'est pas exactement celui de la nuance d'acier employée pour la fabrication du ressort. La raideur est alors recalculée par rapport au début de la courbe de raideur (36-40 mm de hauteur), sur la zone où le ressort n'a pas encore de spires qui sont rentrées en contact.

La comparaison des différents modèles par rapport à la charge (FIG. 4.14) et à la raideur (FIG. 4.15) mesurées montre que plus la discrétisation est fine, plus l'écart entre calcul et mesure est faible.

Les résultats du modèle statique sont acceptables à partir de 4 DDL par spire, et sont bons pour 8 et 20 DDL par spire. Les écarts les plus importants sont positionnés en dehors de la zone d'utilisation du ressort (cette dernière s'étend de 37 à 25 mm de hauteur) : en début de charge, car le ressort n'est pas parfaitement positionné entre les plateaux, et en fin de compression, où la courbe de raideur a une croissance très importante. On a d'ailleurs un décalage de 10 N, causé par la différence de raideur en début d'écrasement (FIG. 4.15). Cet écart constant est corrigé dans les calculs suivants.

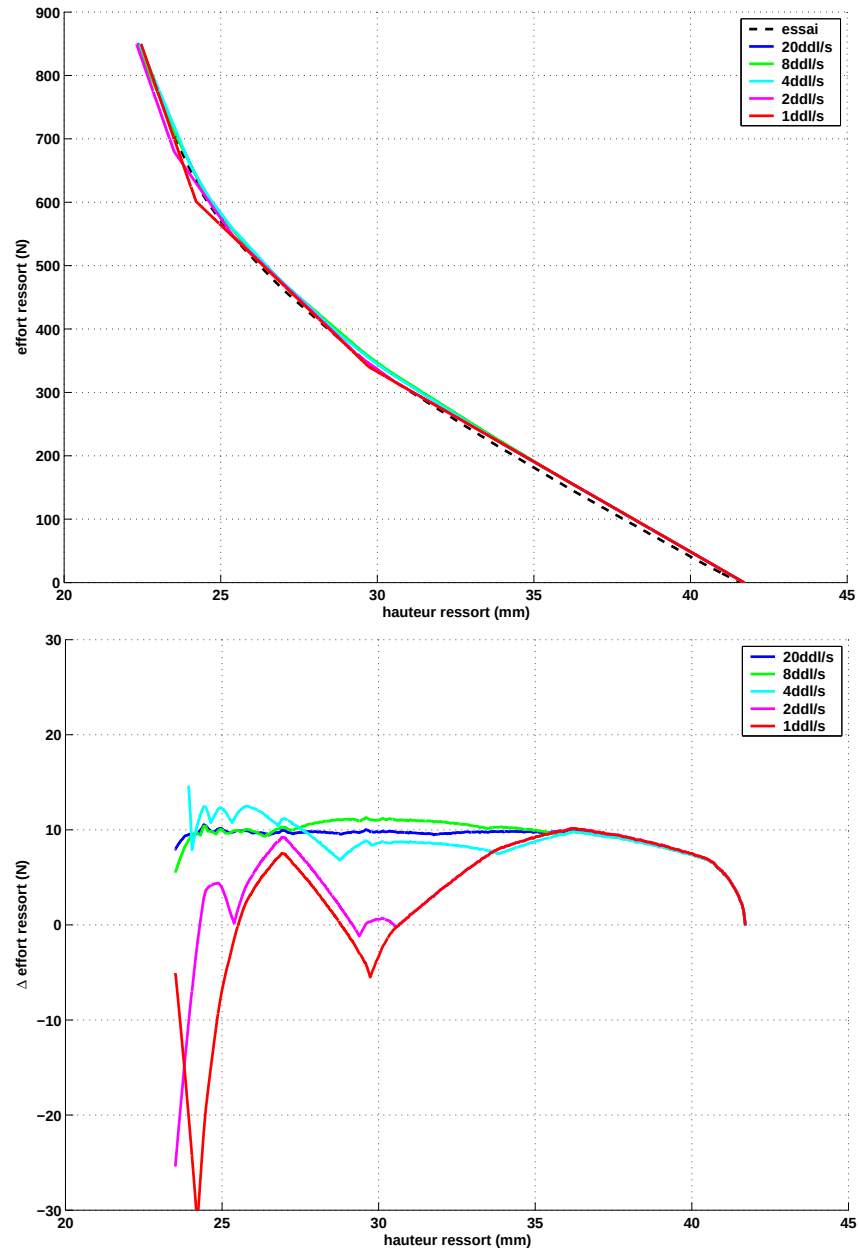


FIG. 4.14 – Comparaison des efforts du ressort K_4 calcul/mesure : valeur et différence

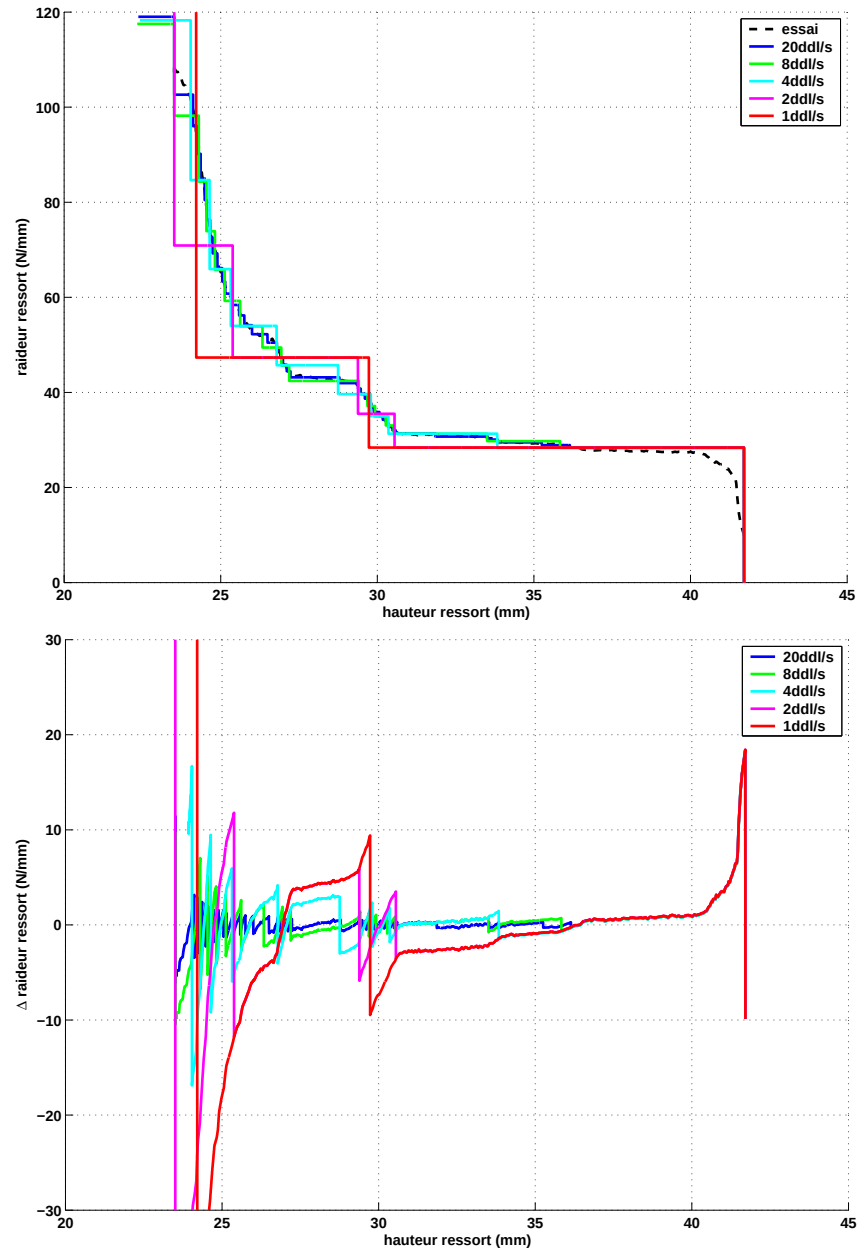


FIG. 4.15 – Comparaison des raideurs du ressort K_4 calcul/mesure : valeur et différence

4.2.3 Recalage dynamique des modèles

Des modèles de ressort comprenant 1, 2, 4, 8 et 20 masses par spires ont été testés. Ce ressort se caractérise par des sauts de raideurs importants, qui sont placés après la hauteur de mise en place du ressort, ainsi qu'une raideur globale importante. Afin de vérifier la viabilité du modèle, trois systèmes différents sont réalisés. Le premier représente le ressort de la culasse K4, avec une loi de levée ayant un maximum à 7,2 mm et un étalement de 192° . Dans le second système, seule la loi de levée change, avec un maximum de 9,55 mm et un étalement de 247° . Enfin, le troisième système concerne un autre ressort : celui de la culasse D4, qui se caractérise par un saut de raideur au niveau de sa hauteur de mise en place dans la culasse, et une raideur beaucoup plus faible. La loi employée pour ce dernier système a une levée maximum de 8 mm et un étalement de 197° .

La validité des modèles est d'abord établie par la comparaison du calcul dynamique des efforts sous ressort à bas régime avec la mesure (FIG. 4.16), où la différence est faible.

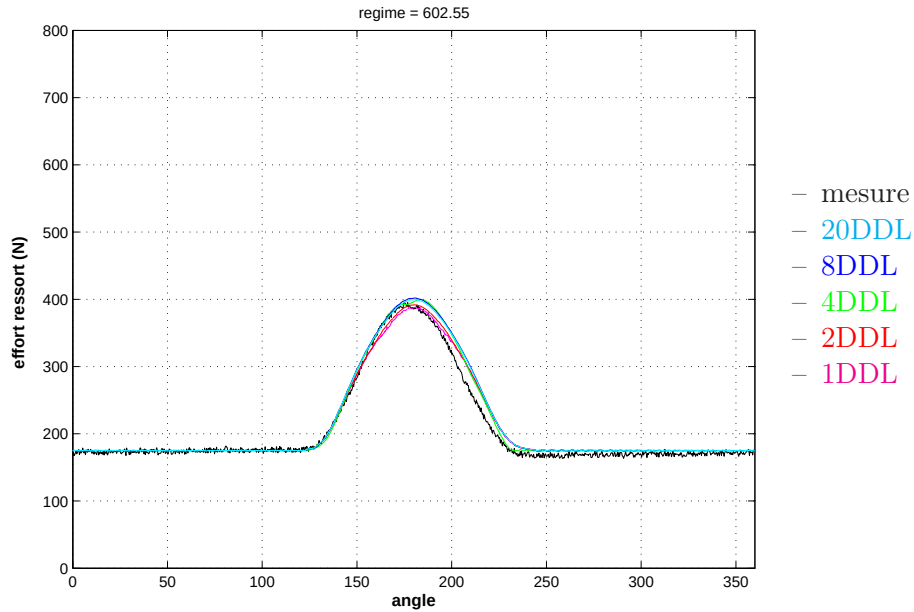


FIG. 4.16 – Comparaison calculs/mesure des efforts sous ressort à bas régime (600 tr/mn)

La raideur calculée d'après l'équation (4.36) est 100 fois plus importante que celle utilisée. L'emploi de cette raideur de contact calculée dans le modèle conduit à des oscillations de l'effort sous ressort très importantes car les spires rebondissent trop quand elles rentrent en contact. Cependant, le modèle de contact entre les spires est du type tout ou rien, ce qui n'est pas le cas dans la réalité : les spires rentrent en contact de façon progressive. La raideur utilisée dans les modèles représente donc une «raideur moyenne» de l'établissement de ce contact. Cette raideur doit cependant être significativement plus élevée que la raideur des éléments de spire du ressort afin d'obtenir un changement des fréquences propres du modèle quand il y a contact.

Les données initiales employées pour le modèle sont les mêmes que précédemment, pour la partie qui ne concerne pas le ressort. Pour le ressort, les différents amortissements sont initialement fixés à 0,5 N.s/m, excepté au niveau des contacts où il a été fixé à 50 N.s/m, de façon arbitraire, pour être sûr de stabiliser le modèle.

Les masses du ressort initialement prises sont calculées à partir de la géométrie du

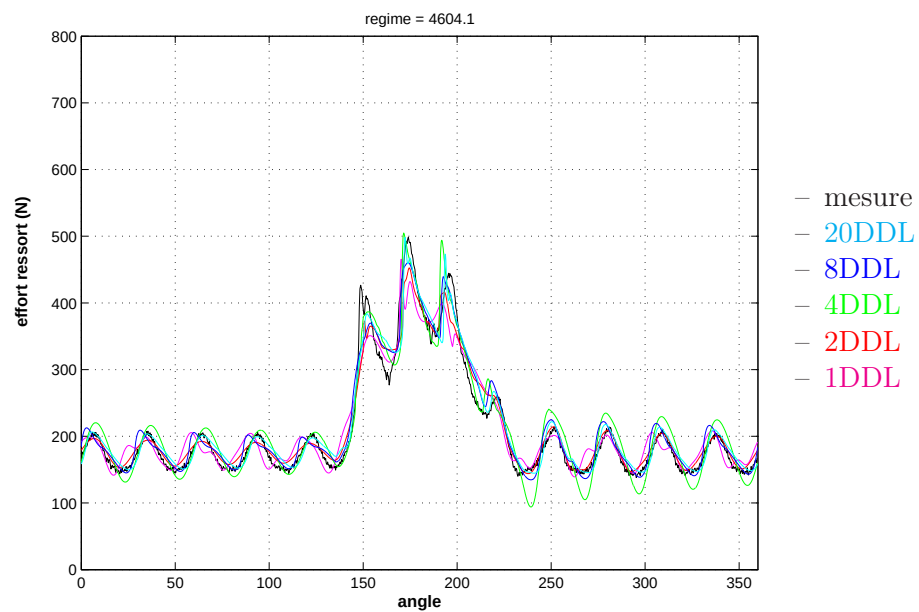


FIG. 4.17 – Comparaison calculs/mesure des efforts sous ressort au régime de 4600 tr/mn

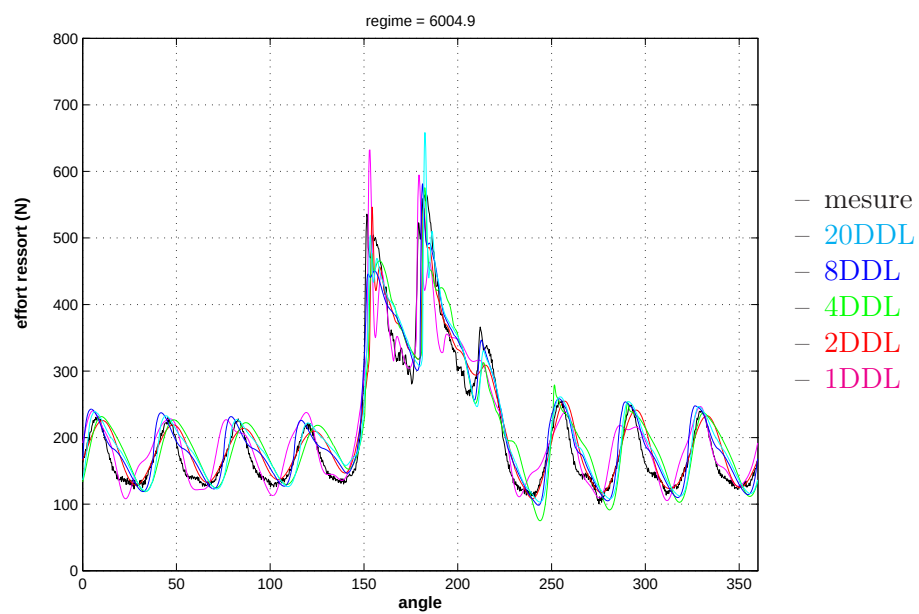


FIG. 4.18 – Comparaison calculs/mesure des efforts sous ressort au régime de 6000 tr/mn

ressort. La masse pour une spire complète est théoriquement :

$$M_{\text{spire}} = \rho \times \pi^2 \times \frac{d_1 d_2 D}{4} = 5,96 \text{ g} \quad (4.43)$$

où $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ est la masse volumique de l'acier.

Le recalage des masses et des amortissements du ressort est effectué par rapport aux mesures d'effort sous ressort sur toute la montée en régime. La période des oscillations des efforts calculés, en cours de levée et en dos de came, doivent être le plus proche possible de la mesure (FIG. 4.17 et 4.18). Le recalage s'effectue en modifiant la masse des différents éléments de spire. La valeur recalée bien que proche de la valeur théorique, demande à être recalée précisément pour avoir une bonne concordance entre calcul et mesure.

L'amortissement du ressort est réglé de façon à avoir le même amortissement des oscillations en dos de came par rapport à la mesure, car il n'y a pas de contacts entre les spires. Le recalage des amortissements des contacts avec la spire morte, et des contacts entre spires, sont faits en fonction des amplitudes des pics d'effort (FIG. 4.19) obtenus en cours de levée. L'amortissement au niveau de la spire morte est cependant celui qui a le plus d'influence. Cet amortissement est relativement élevé, mais se justifie par rapport aux mesures car le ressort sous l'action des efforts a tendance à tourner. En frottant, il dissipe de l'énergie, ce qui n'est pas modélisé dans ce modèle unidirectionnel.

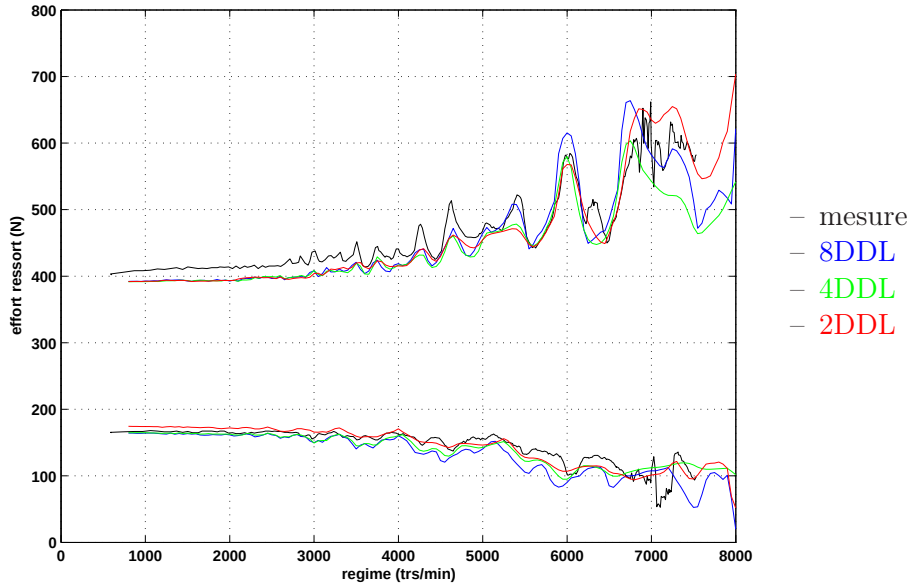


FIG. 4.19 – Comparaison calculs/mesure sur une montée en régime des maxima et minima des efforts sous ressort

La comparaison des résultats des différents modèles par rapport à la mesure montre que le modèle à 1 masse par spire est insuffisant pour modéliser le comportement dynamique du ressort, par contre, au delà de deux masses par spire, le comportement dynamique du ressort est assez proche de la mesure. Les oscillations en dos de came ont la même période que la mesure, et les pics en cours de levée (150 à 220°) sont similaires par rapport à la mesure : il existe un léger décalage qui peut être dû au fait que la fréquence propre du modèle ne varie pas assez par rapport à la réalité. Affiner le modèle en augmentant le nombre de degrés de liberté du ressort ne permet pourtant pas d'améliorer la corrélation avec la mesure en cours de levée (FIG. 4.18).

Calcul des modes propres et recalage des amortissements

Fréquences propres théoriques Pour un ressort cylindrique comprimé entre deux plateaux parallèles, le premier mode de vibration est le déplacement des spires centrales du ressort, les extrémités restant immobiles. Le second mode est celui où le déplacement est maximum au 1/4 et au 3/4 du ressort, centre et extrémités immobiles [87]. La fréquence propre la moins élevée f_n de ce premier mode est donnée par la formule :

$$f_n = \frac{2d}{\pi D^2 n_{sa}} \sqrt{\frac{Gg}{32\rho}} \quad (4.44)$$

avec g l'accélération de la gravité et ρ la masse volumique du matériau employé pour le fil et n_{sa} le nombre de spires actives du ressort. La fréquence du $i^{\text{ème}}$ mode est égale à $i \times f_n$. Cette formule donne en général un résultat assez éloigné de la mesure, mais montre bien la dépendance de la fréquence propre vis à vis du nombre de spires actives. De plus, cette formule n'est valable que pour un ressort cylindrique, pour des ressorts de forme tonneau ou conique, Yildirim [90] offre une bonne approximation de leur fréquence propre.

Détermination des modes du modèle Afin d'affiner le recalage du ressort, en particulier lors des oscillations en dos de came, une analyse modale est effectuée pour déterminer comment recalculer les amortissements du ressort. Faire la même chose au cours de la levée est plus délicat car il y a un changement de fréquence important dû au changement de raideur découlant de la fermeture des spires. À haut régime, il peut en effet apparaître des oscillations d'efforts dont la fréquence est supérieure à la première fréquence propre du ressort. Pour plus de précision, la donnée d'entrée est, non pas la levée issue de la cinématique, mais la levée mesurée qui est plus réaliste.

Le modèle à 4 masses par spires est choisi, à haut régime (6800 tr/mn) (FIG. 4.20). Une meilleure corrélation des efforts avec la mesure est obtenue en prenant comme excitation la levée mesurée à ce régime (calcul 2), plutôt que la levée théorique (calcul 1). En particulier, la levée mesurée permet d'obtenir des oscillations en dos de came, de fréquence similaire à la mesure. Cependant, les oscillations de ce calcul ne s'amortissent pas assez. Le calcul des modes de vibrations va permettre de déterminer quels sont les paramètres à modifier pour améliorer le résultat.

Les fréquences correspondant aux différents modes propres du modèle, en considérant la soupape sur son siège, sont données dans le tableau 4.7.

	nombre de masses/spires				
	1	2	4	8	20
1 ^o fréquence (Hz)	476	482	471	474	470
2 ^o fréquence (Hz)	907	953	946	942	940
3 ^o fréquence (Hz)	1251	1402	1412	1411	1410
4 ^o fréquence (Hz)	1473	1816	1871	1878	1879

TAB. 4.7 – Fréquences propres du modèle

On remarque que tous les modèles ont leur première fréquence propre proche des 470 Hz, ce qui est similaire à la mesure de fréquence propre du ressort. Les valeurs des fréquences suivantes sont égales à 2,3,4×470 Hz et correspondent à ce qu'on attendait par rapport à la théorie. Le modèle à 1 masse par spire a des fréquences sensiblement différentes à partir du deuxième mode. Les oscillations apparues en dos de came ont une fréquence de l'ordre de 1400 Hz, et correspondent donc au troisième mode du ressort. Les trois premiers modes

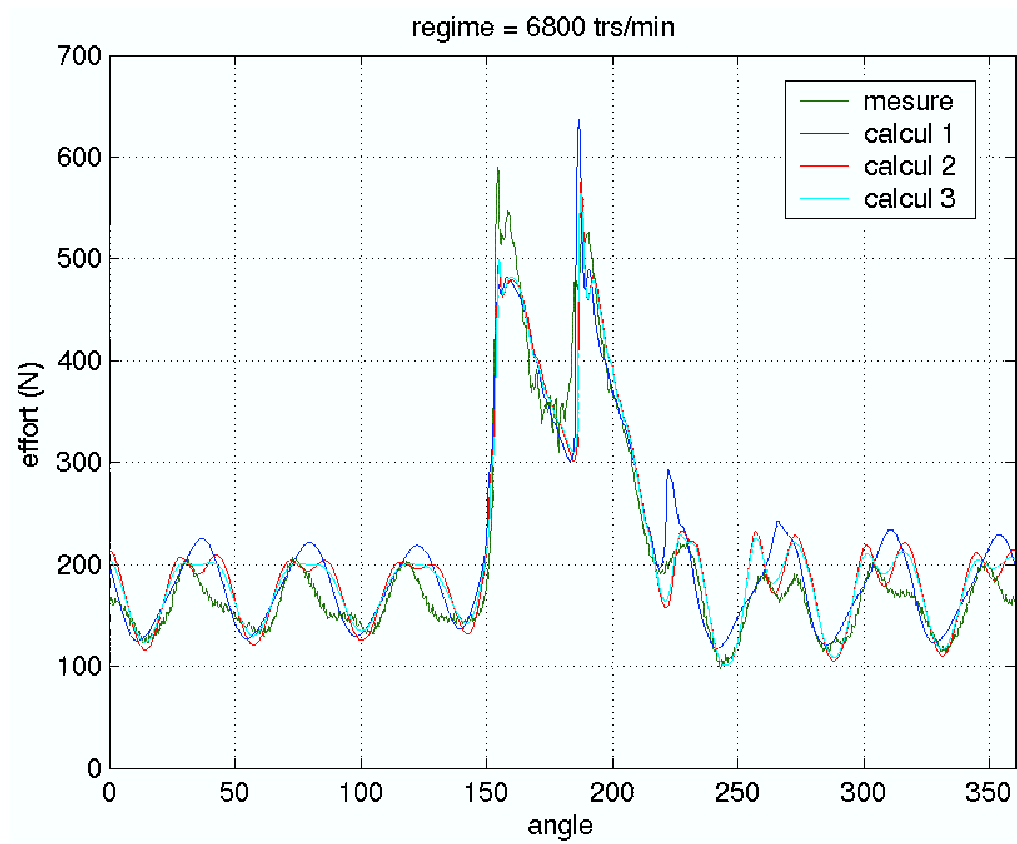
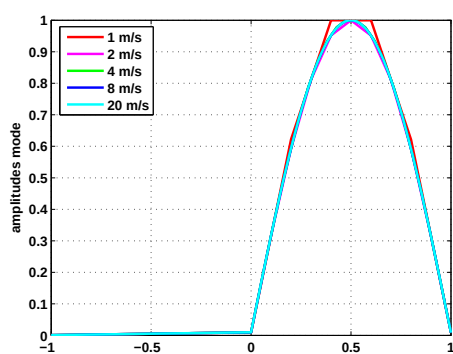
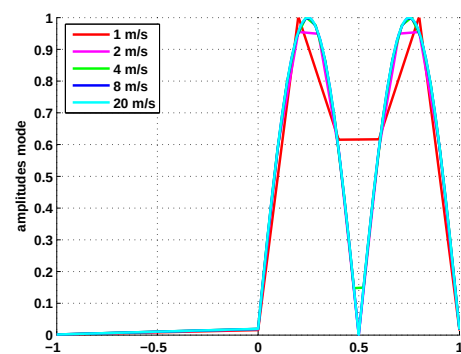


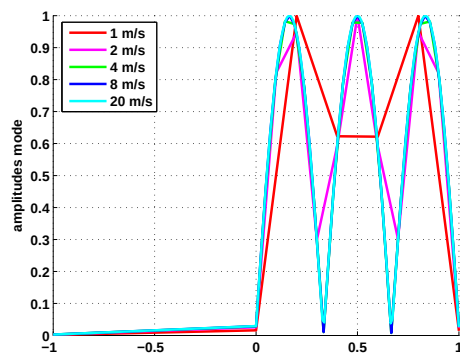
FIG. 4.20 – Comparaison des efforts sous ressort mesurés et calculés en prenant la levée théorique (calcul 1) ou réelle (2 et 3)



(a) mode 1



(b) mode 2



(c) mode 3

FIG. 4.21 – Définition des trois premiers modes de vibration des différents modèles - abscisses : $-1 \equiv$ soupape et $0 \rightarrow 1 \equiv$ ressort

du modèle sont des modes du ressort, et sont équivalents aux modes de vibration d'une poutre (FIG. 4.21).

Les amplitudes maximales sont normées à 1 pour tous les modes. Afin de pouvoir superposer les différentes courbes, l'amplitude lié au ddl de la soupape est à l'abscisse -1, tandis que les DDL du ressort vont de l'abscisse 0 (1^o spire morte) à 1 (2^o spire morte). Le premier mode de vibration est bien reproduit par tous les modèles. Les spires centrales du ressort sont celles dont le déplacement est maximum, cela se vérifie très clairement par une vidéo du ressort pendant les essais. Le troisième mode n'est pas bien reproduit par les modèles à une et deux masses par spires (FIG. 4.21). Ces trois modes de vibrations sont par contre identiques pour les modèles du ressort qui ont au minimum quatre masses par spires.

Initialement, tous les amortissements pour les spires du ressort sont fixés à 0,5 N.s/m. On observe en dos de came, au sommet des oscillations principales, des oscillations qui ne sont pas assez amorties (FIG. 4.20 - calcul 2). Le calcul de ces efforts en dos de came peut être amélioré. La fréquence de ces oscillations correspond au troisième mode de vibration, qui est donc insuffisamment amorti. Les déplacements relatifs les plus importants du troisième mode de vibration se situent à chaque extrémité et à chaque tiers du ressort : c'est là où il est nécessaire de rajouter de l'amortissement pour diminuer l'amplitude du mode. On décide ainsi d'augmenter l'amortissement, de 0,5 à 5 N.s/m, entre chaque spire morte et le premier (et dernier) élément de spire active. En effet, lors de la compression du ressort, il peut y avoir un frottement plus important causé par le contact entre la spire morte et le début de spire active du ressort. L'augmentation de ces deux amortisseurs a permis de réduire les oscillations dues à ce mode (FIG. 4.20 - calcul 3), sans réduire celles des deux premiers modes, et donc d'améliorer la corrélation avec la mesure. Cette augmentation ne peut pas être plus élevée car cela dégraderait le calcul aux régimes inférieurs. Le troisième mode n'apparaît en effet qu'aux régimes les plus élevés.

Les paramètres employés pour les différents modèles, après recalage, sont présentés dans le tableau 4.8.

Nombre de masses par spires	1	2	4	8	20
Nombre de DDL total	7	12	23	44	106
Masse soupape (g)	70				
Masse spire morte (g)	4,2				
Masse spire active (g)	6	2,99	1,48	0,75	0,305
Raideur d'un élément de spire (N/m)	142000	284000	595000	$1,19 \cdot 10^6$	$2,95 \cdot 10^6$
amortissement ressort 1 (N.s/m)	1	1	0,5	0,5	0,5
amortissement ressort 2 (N.s/m)	10	10	5	5	5
Raideur spire morte haut (N/m)	$2 \cdot 10^7$				
Raideur spire morte bas (N/m)	$2 \cdot 10^7$				
amortissement spire morte haut (N.s/m)	200				
amortissement spire morte bas (N.s/m)	200				
Raideur de contact entre spires (N/m)	10^7				
amortissement contact entre spires (N.s/m)	100	100	100	50	25
Raideur actionneur K_{ls} (N/m)	$4 \cdot 10^6$				
Amortissement actionneur C_{ls}	75				
jeu actionneur/soupape (m)	0				
Raideur du siège (N/m)	10^8				
frottement au niveau du siège	0,4				

TAB. 4.8 – Paramètres des différents modèles de ressort après recalage

La précharge du ressort est de 165 N, identique à celle des essais, pour tous les modèles.

Essai sur la seconde loi

L'essai de cette seconde loi est essentiel à la validation du modèle car il faut vérifier son indépendance vis à vis de l'excitation. La loi utilisée (FIG. 4.22) est donc très différente de la précédente, avec une levée maximum (9,25 mm) proche du maximum admissible, et un étalement très important (230°).

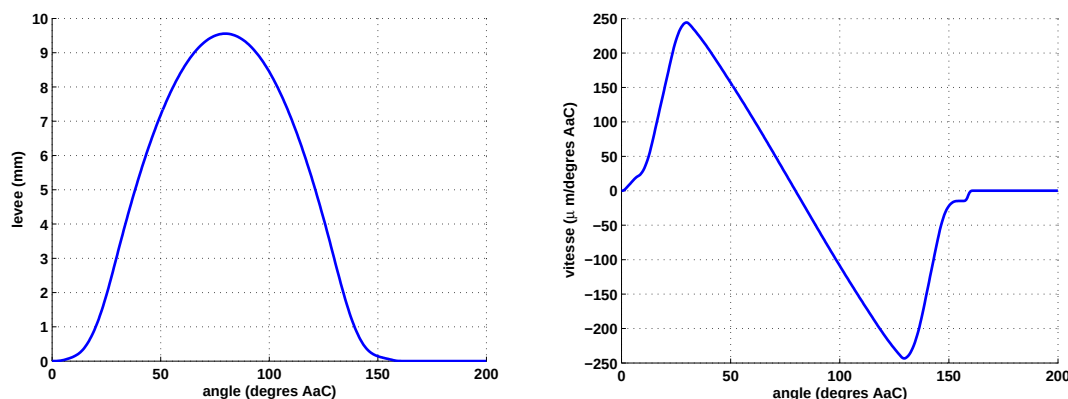


FIG. 4.22 – *Levée et vitesse cinématique de la seconde loi utilisée*

Le modèle précédent est donc réutilisé en ne modifiant aucun des ses paramètres. Les calculs d'effort sous ressort pour différents régimes se corrént bien avec la mesure. Les modèles donnent des résultats très satisfaisants, avec une bonne corrélation, tant sur un tour AàC (FIG. 4.23), que pour les amplitudes des efforts (FIG. 4.24) sur toute la montée en régime. La réponse fréquentielle du ressort est donc correctement reproduite quelle que soit l'excitation qu'on lui applique.

Sur ces deux exemples, on voit que la reproduction des deux lois est correctement réalisée à partir du modèle à 4 masses par spire. Le modèle à 1 masse par spire est trop approximatif, et celui à 2 masses par spire ne convient pas à certains cas où la levée maximale est très importante. Le calcul de la forme des modes propres du modèle se stabilise à partir de cette valeur également. L'amélioration apportée par le modèle utilisant 8 masses/spires sur le trajet de charge ne se retrouve pas dans les calculs dynamiques. Ce modèle peut sans doute se justifier dans le cas de ressorts où le trajet de raideur a une forme plus complexe que dans le cas présent. Le modèle comportant 20 masses par spire n'apporte rien de plus par rapport aux autres et son temps de calcul est beaucoup plus long. En effet, le programme de calcul faisant beaucoup d'opération sur des matrices, doubler le nombre de degrés de liberté multiplie par 4 ces opérations. Les temps de calculs pour les différents modèles sont donnés dans le tableau 4.9. Ce temps de calcul comprend le

1 masse/spire :	6 s
2 masses/spire :	12 s
4 masses/spire :	20 s
8 masses/spire :	52 s
20 masses/spire :	290 s

TAB. 4.9 – *Temps de calcul selon la discrétisation du ressort.*

fait de prendre plusieurs tours pour être en régime permanent. Pour ce modèle, le nombre

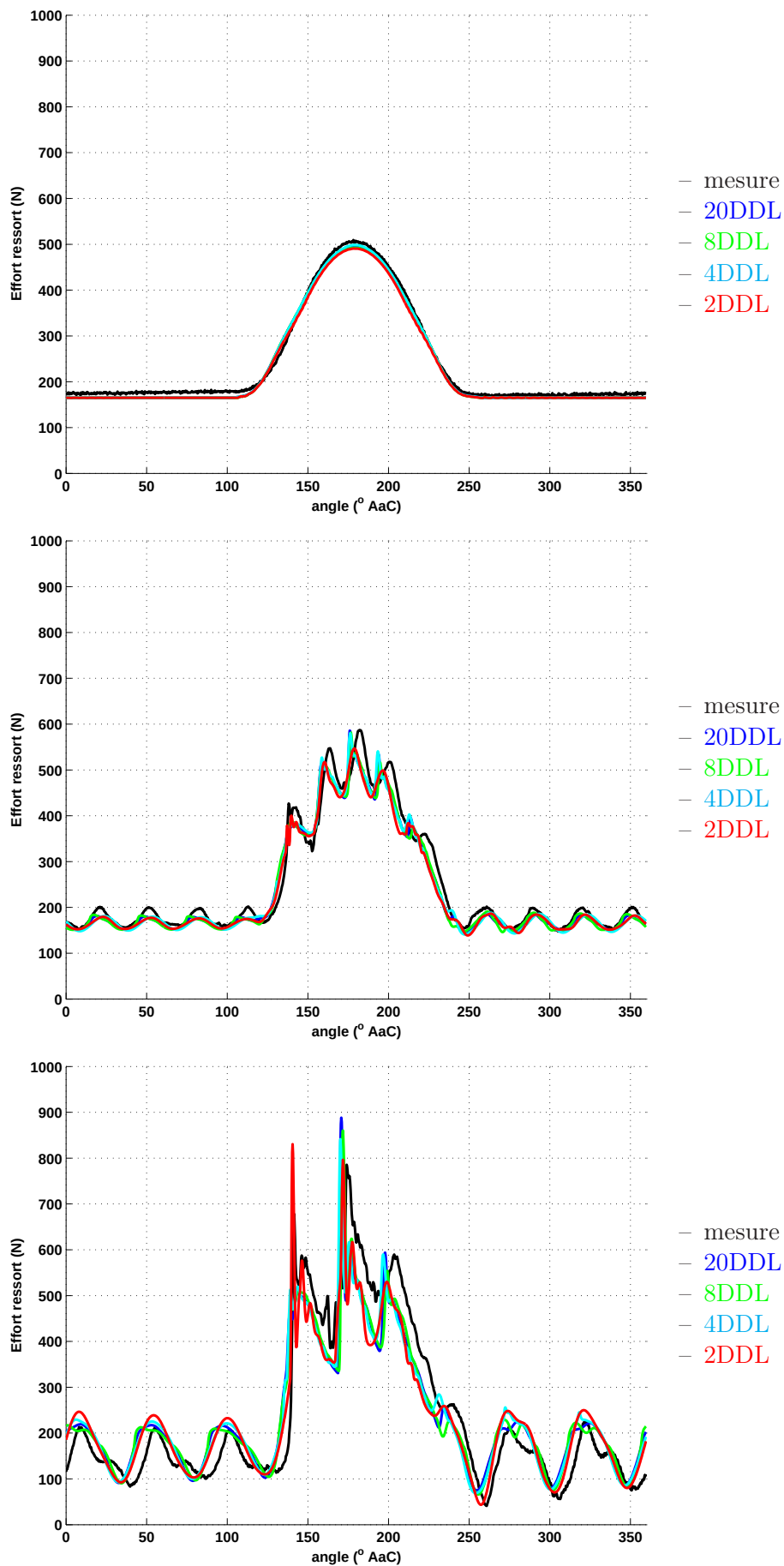


FIG. 4.23 – Comparaison des efforts à 700, 4800 et 7300 tr/mn

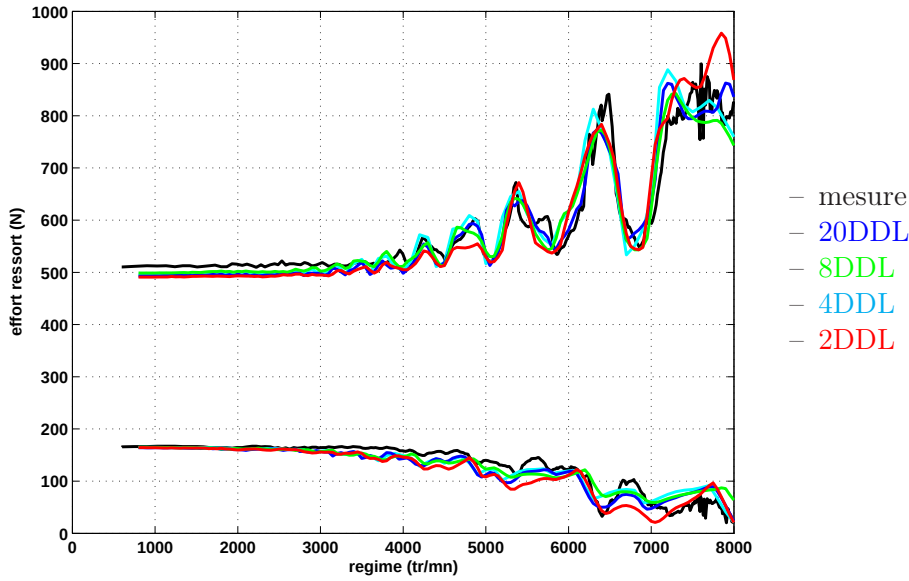


FIG. 4.24 – Comparaison des maxima et minima des efforts sous ressort, sur toute la montée en régime.

de tours réalisés afin d'être bien stabilisé était de l'ordre de «régime/1000». Le dernier tour est alors le seul à être pris en considération.

Comparaison par rapport aux autres critères

Les efforts du ressort sont maintenant correctement modélisés, ce qui était le principal problème des précédents modèles. On s'intéresse alors aux autres critères dont dépendent la validité de la loi, en particulier pour vérifier l'apport de la modélisation du ressort sur les résultats de calcul. On recalc donc le reste des paramètres du modèle pour avoir la meilleure corrélation possible avec ces critères. On ajuste la raideur K_{ls} (contact linguet/soupape) pour obtenir une levée qui, à bas régime, se corrèle le mieux possible avec la mesure. L'amortissement C_{ls} et la masse de soupape M_s sont ensuite recalés pour reproduire au mieux les oscillations de la levée dynamique, tant pour les amplitudes (très important pour retrouver le régime d'affolement) que pour les fréquences.

La levée dynamique calculée présente une bonne corrélation avec la mesure (FIG. 4.25). La garde est calculée comme étant l'effort supporté par la raideur de contact K_{ls} entre linguet et soupape. Les niveaux des efforts sont différents de ce que l'on mesure par la jauge sur le linguet, cependant, le régime où la garde devient nulle est bien retrouvé par ce calcul. On retrouve finalement ce qui est le plus important : le régime où commencent les pertes de contact au niveau de l'actionneur, et par conséquent où la butée risque de gonfler.

La modélisation du ressort est très importante car elle permet déjà, en modélisant le reste de la distribution par une simple inertie et deux raideurs, de calculer avec assez de précision le comportement dynamique de la soupape sur toute une montée en régime. Le modèle permet de prévoir de façon précise le régime d'affolement pour l'ensemble des lois du plan d'expérience (FIG. 4.26), avec un écart inférieur à 200 tr/mn excepté pour la loi PLEX09. L'excitation harmonique de ces seize lois est très différente et est correctement reproduite par le ressort, sans avoir à changer les paramètres de recalage pour chaque loi.

Un des problèmes du modèle est de ne pas très bien reproduire le rebond de soupape en fin de levée, et donc la vitesse d'impact qui est sous-estimée (FIG. 4.25). Cependant, ce rebond est consécutif à la déformation du linguet, et à un écrasement de la butée

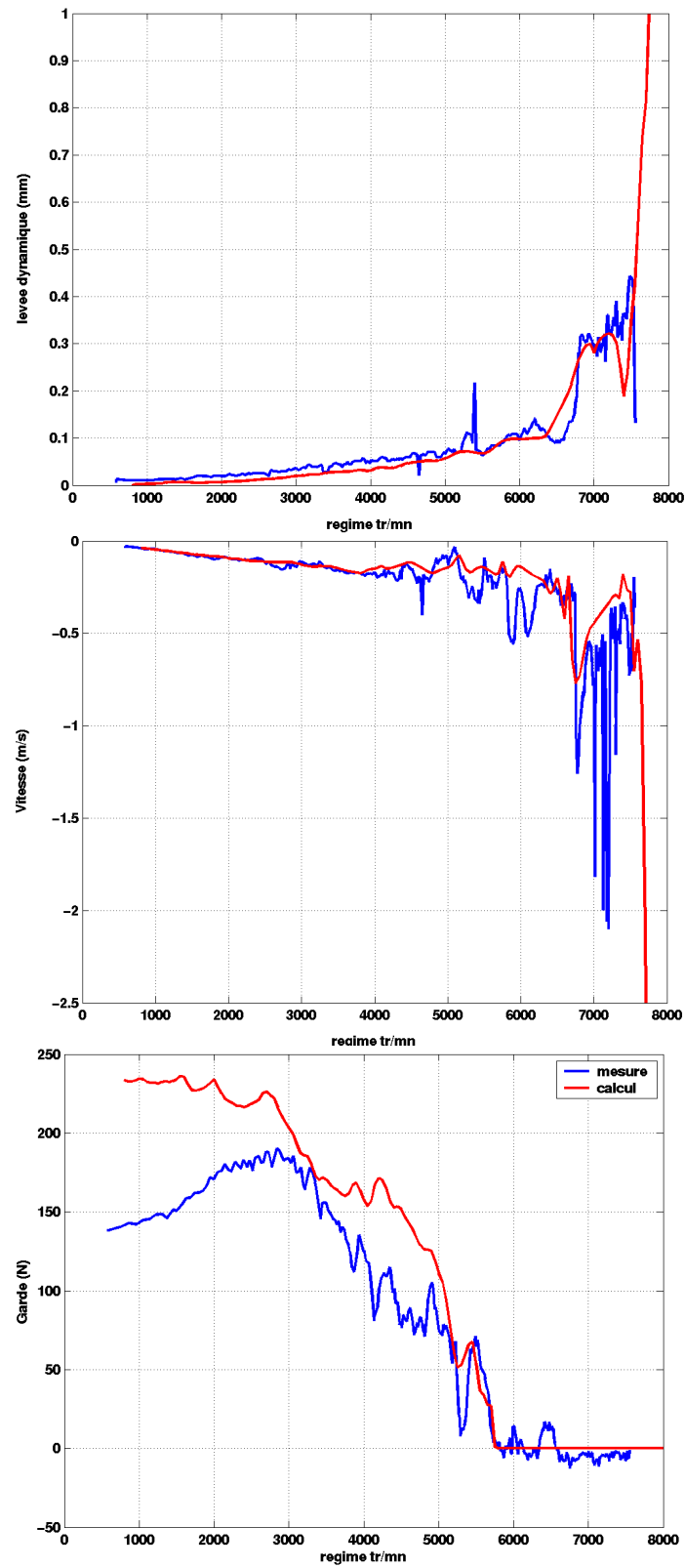


FIG. 4.25 – Comparaison entre le *calcul* (ressort à 4 masses par spires) et la *mesure* pour trois critères en fonction du régime. Respectivement : levée dynamique, vitesse avant rebond et garde à l'effolement

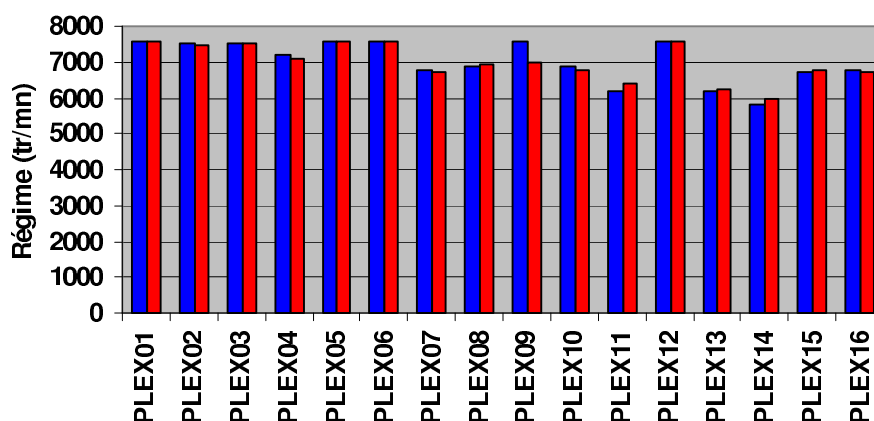


FIG. 4.26 – Comparaison entre le *calcul* (ressort à 4 masses par spires) et la *mesure* pour le calcul du régime d'affolement

hydraulique qui ne sont pas modélisés ici. Cependant, sur la loi présentée, le pic principal calculé se trouve au même régime que la mesure, à 6700 tr/mn, mais il est sous-estimé du fait de la modélisation de l'actionneur trop simple.

Ressort 3S+ de la culasse D4

Le ressort 3S+ de la culasse D4 est comme le précédent, symétrique, mais sa raideur est plus faible, et la position du saut de raideur est différente puisqu'elle se situe au niveau au niveau de la hauteur de la précharge (36 mm). Cela permet de tester le modèle pour une configuration très différente. Les caractéristiques du ressort sont données dans le tableau 4.10.

spires actives :	6,75
diamètre du fil :	3 mm (fil rond)
diamètre du ressort :	17,1 mm
précharge du ressort :	150 N

TAB. 4.10 – Caractéristiques du ressort de la culasse D4 3S+

Les modèles pour ce ressort D4 ont été recalés comme précédemment, les différents paramètres employés sont précisés dans le tableau 4.11.

Les caractéristiques théoriques, obtenues d'après (4.43) et (4.25), pour une spire de ce ressort sont :

- masse = 3,0 g
- raideur = 164 N/mm

Les valeurs du tableau 4.11 sont celles obtenues après recalage. Les valeurs de base ont nécessité d'être légèrement retouchées, mais les écarts sont bien inférieurs à 5%. Suite au recalage, on a une raideur en baisse et une masse en hausse, ce qui peut s'expliquer par un nombre de spires actives (données au plan et pris comme référence) qui est très légèrement inférieur à celui du ressort testé. Les différents jeux et la raideur sont donc recalculés par rapport au nouveau trajet de raideur mesuré de ce ressort. Par rapport aux trajets d'effort et de raideur mesurés, la corrélation du modèle à 4 masses par spire est un peu moins bonne par rapport à celle du ressort K4, mais celle du modèle à 8 masses/spire est très bonne (FIG. 4.27 et 4.28). Par rapport au ressort précédent (culasse K4), on remarque que les efforts, et les raideurs, calculés de façon quasi-statique sont beaucoup plus faibles.

Nombre de masses par spires	4	8
Nombre de DDL total	29	56
Masse soupape (g)	80	
Masse spire morte (g)	2,2	
Masse spire active (g)	0,77	0,385
Raideur entre deux masses (N/m)	634000	$1,27 \cdot 10^7$
amortissement ressort 1 (N.s/m)	5	3
amortissement ressort 2 (N.s/m)	1	1
Raideur spire morte haut (N/m)	10^7	
Raideur spire morte bas (N/m)	10^7	
amortissement spire morte haut (N.s/m)	300	
amortissement spire morte bas (N.s/m)	300	
Raideur de contact entre spires (N/m)	10^7	
amortissement contact entre spires (N.s/m)	100	
Raideur actionneur K_{ls} (N/m)	$4 \cdot 10^6$	
Amortissement actionneur C_{ls}	50	
jeu actionneur/soupape (μm)	185	
Raideur du siège (N/m)	10^8	
frottement au niveau du siège	0,5	

TAB. 4.11 – Données des modèles pour la commande de soupape D4 (ressort 3S+)

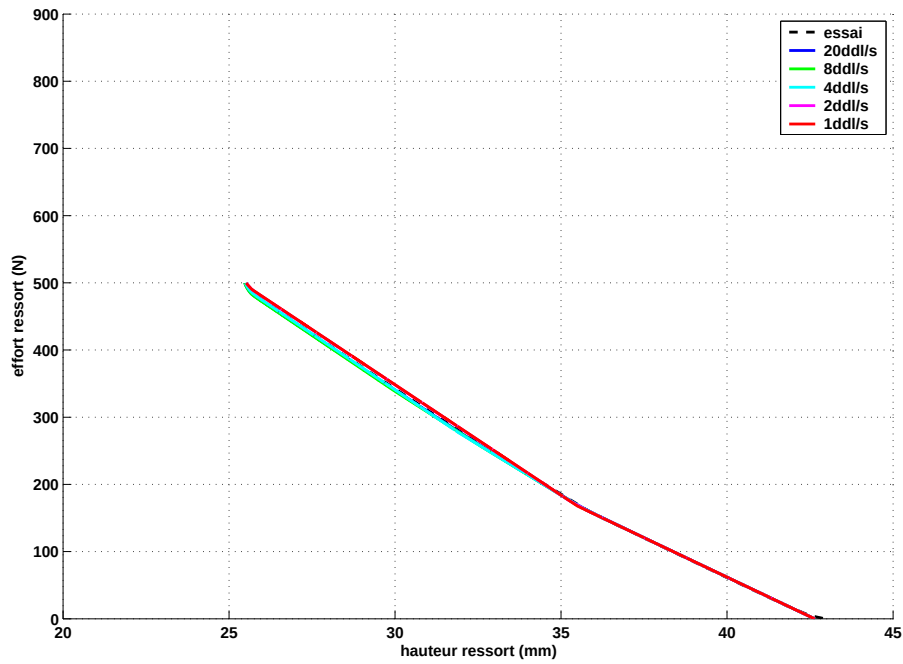
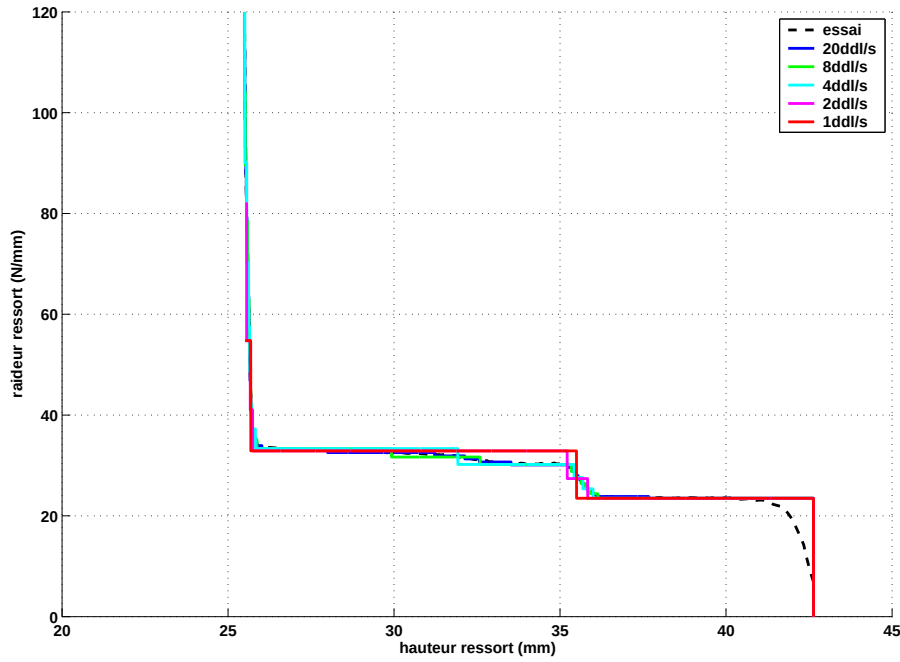
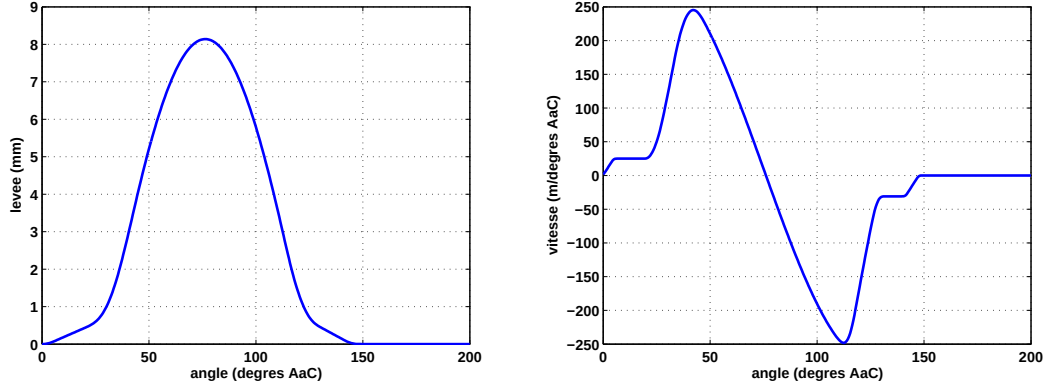


FIG. 4.27 – Comparaison des efforts calculés par rapport à la mesure pour le ressort D4

FIG. 4.28 – Comparaison des raideurs calculées par rapport à la mesure pour le ressort $D4$

La loi de levée avec lequel ce ressort a été testée en dynamique possède une levée maximum de l'ordre de 8 mm, et un étalement de 197° (Fig. 4.29).

FIG. 4.29 – Levée et vitesse cinématique de la soupape du moteur $D4$

La distribution est à rattrapage de jeux mécanique, et permet de lever l'incertitude quant à l'effet de la butée hydraulique. Cependant, l'emploi de culbuteurs fourches (actionnant deux soupapes à la fois) en génère une autre : l'influence d'une soupape par rapport à l'autre. Les deux bras du culbuteur actionnant chacun une soupape sont de longueurs différentes et peuvent donc générer une flexion et un moment supplémentaire, et le jeu n'est pas forcément tout à fait identique (réglage manuel) pour les deux soupapes. Seuls les calculs dynamiques des modèles à quatre et huit masses par spires sont réalisés. Ce dernier modèle permet de confirmer qu'un nombre de masses supérieur à 4 n'offre pas une meilleure précision en dynamique, quel que soit la configuration modélisée.

Les amplitudes d'efforts (FIG. 4.30) sont plus faibles (400 N contre 500 N) pour le ressort K4 étudié précédemment. Les différents modèles arrivent à bien reproduire les efforts sur un cycle, la corrélation étant même meilleure que pour le modèle de ressort K4. Les oscillations du ressort en dos de came sont amorties par les spires qui rentrent en contact les unes

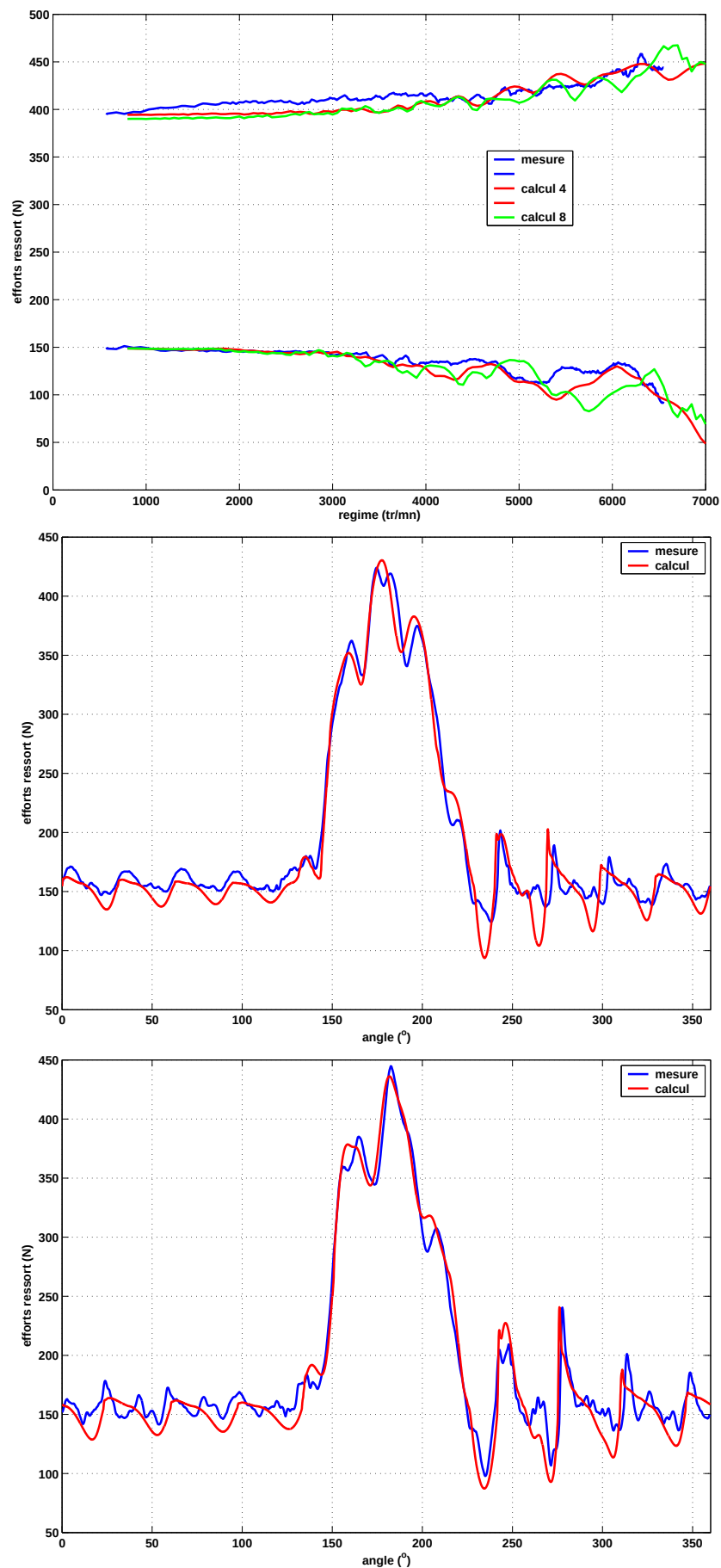


FIG. 4.30 – Efforts sous ressort, comparaison calculs/essai. Respectivement : maxima et minima sur la montée en régime, 5400 tr/mn et 6500 tr/mn.

avec les autres. Cela a un effet bénéfique sur les efforts en cours de levée : le maximum d'effort évolue peu quand le régime augmente. L'effet d'amortissement, provoqué par le contact des spires, est donc correctement modélisé. De petites oscillations, de fréquences élevées et d'amplitudes faibles, ne sont par contre pas bien reproduites par le modèle. Ces petites oscillations peuvent être produites par des chocs entre spires, qui se produisent au cours de l'essai. Cette absence peut provenir soit d'une résolution du modèle qui n'est pas assez élevée, ou plus probablement montre la limite d'une modélisation unidirectionnelle du ressort. Ces pics d'efforts (FIG. 4.30 - mesures à 5400 et 6500 tr/mn en dos de came) peuvent être dus à la rotation et à la flexion du ressort qui n'est pas modélisée ici. Une analyse modale est ici délicate à réaliser car il est difficile de déterminer exactement dans quelle position se trouve le ressort lors de ces oscillations, et quelles sont les conditions de contact des spires entre elles.

4.2.4 Influence de la position du saut de raideur sur la dynamique

On a vu dans le cas de la modélisation du ressort 3S+ du moteur D4, que le contact des spires en dos de came permettait de réduire les amplitudes des efforts dynamiques du ressort. Cette réduction des efforts dynamiques se produit en dos de came, mais semble permettre également d'améliorer le comportement du ressort en cours de levée. On va donc confirmer que la bonne position du saut de raideur pour le ressort est au niveau du dos de came et non en cours de levée. Parallèlement des essais sont réalisés avec un second ressort, le 3S-, dont les principales caractéristiques géométriques, excepté les jeux entre les spires (donc le trajet de charge) n'ont pas changées. Ce ressort aura un saut de raideur placé au milieu de la levée, à une hauteur de 31 mm, la hauteur de mise en place du ressort étant de 36 mm (FIG. 4.31).

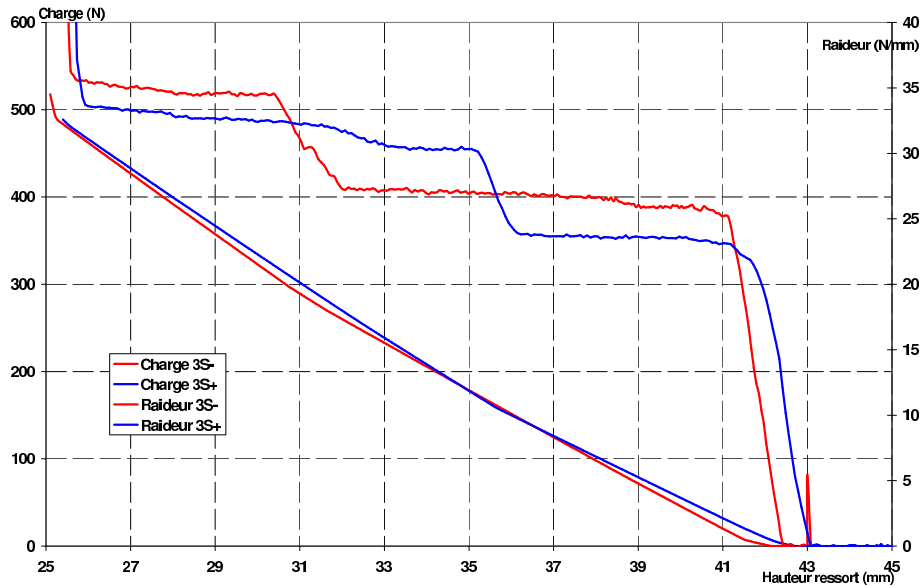


FIG. 4.31 – Comparaison des ressorts du moteur D4

Les jeux pour le ressort D4 3S- sont recalculés (FIG. 4.32).

Le calcul dynamique avec les nouveaux jeux du ressort permet d'obtenir des variations d'effort sous ressort plus importantes. Le calcul ne retrouve pas des efforts maximum aussi importants, que la mesure, mais le minimum des efforts est bien retrouvé (FIG. 4.33). Le modèle de ressort à 8 DDL par spire semble être un peu trop amorti par rapport à la mesure.

L'influence du ressort sur la levée est clairement démontrée (FIG. 4.34) avec un régime d'affolement calculé plus précoce, et des perturbations dans la mesure qui arrivent beaucoup

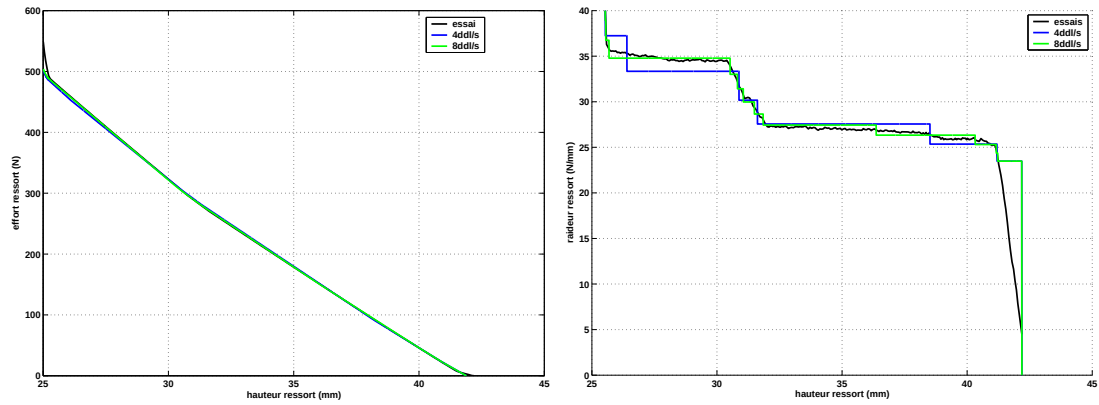
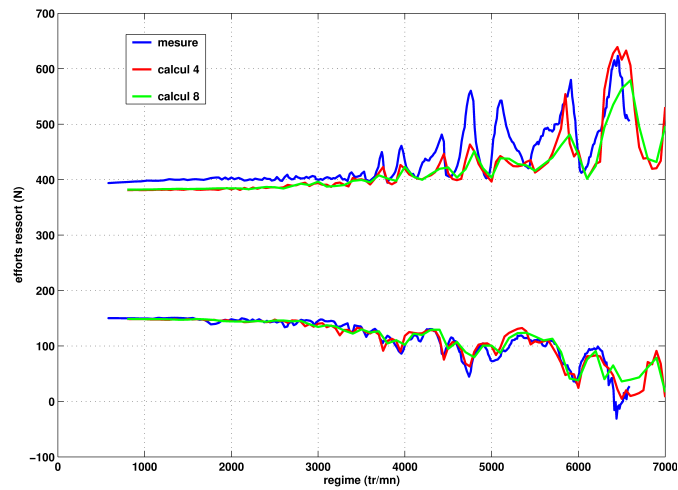
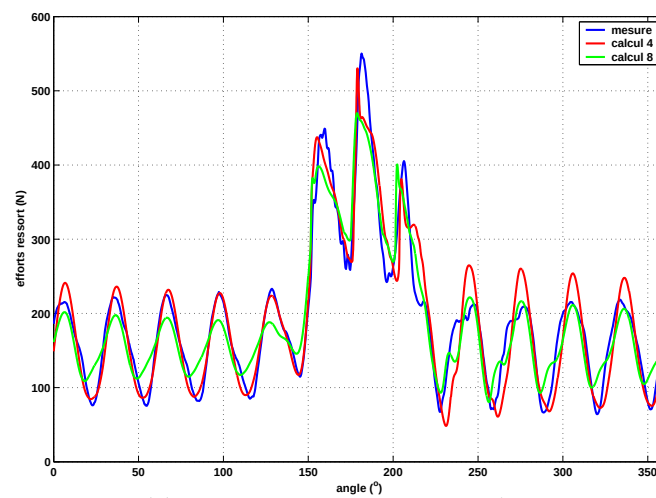


FIG. 4.32 – Trajets de charge et de raideur du ressort 3S-, comparaison calcul/mesure



(a) Minima et maxima des efforts en fonction du régime



(b) Efforts sous ressort à 5850 tr/mn

FIG. 4.33 – Efforts sous ressort du ressort 3S- : comparaison des calculs à 4 et 8 masses par spires par rapport à la mesure

plus tôt. Les écarts entre calcul et mesure sur la levée dynamique sont la conséquence :

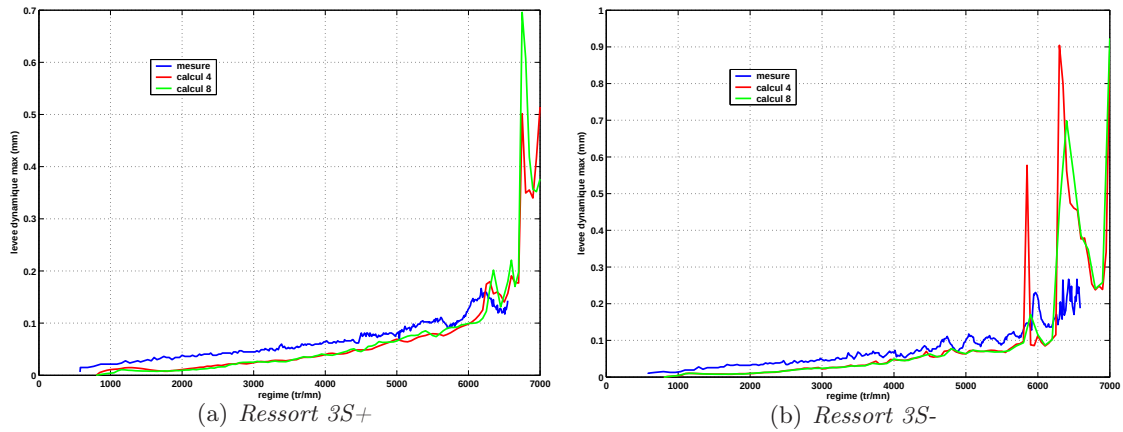


FIG. 4.34 – Levée dynamique de la commande de soupape D_4 testée avec les deux ressorts.

- du recalage de la levée dynamique uniquement sur l’essai avec le ressort 3S+
- de la difficulté à recaler la levée dynamique sur cet essai car on ne monte pas assez en régime pour déterminer quand a lieu exactement le régime d’affolement
- des deux essais qui ont été fait à plusieurs mois de distance avec des culasses différentes

Néanmoins, même si le recalage de la levée dynamique est moyen, l’effet du ressort sur la dynamique de la commande de soupape est bien retrouvé : le pic de levée dynamique observé (FIG. 4.34(b)) un peu avant 6000 tr/mn, consécutif à des amplitudes d’effort ressort importantes (FIG. 4.33) est bien obtenu.

Cela montre bien l’influence bénéfique qu’ont les chocs entre spires en dos de came. Le fait d’attaquer la levée de soupape avec un ressort qui est peu perturbé permet aussi de diminuer les variations d’effort dues à l’excitation harmonique en cours de levée, et d’avoir un meilleur comportement dynamique de la commande de soupape. Le saut de raideur positionné au niveau de la précharge constitue donc une position optimale du saut de raideur. Le ressort 3S-, dont le saut de raideur est en cours de levée, malgré sa raideur initiale supérieure (au niveau de la précharge) a un comportement dynamique bien moins bon. Les oscillations en dos de came consécutives, qui ne sont quasiment pas amorties, se poursuivent en cours de levée et créent des perturbations. Le contact des spires en cours de levée est trop rapide pour permettre d’amortir correctement les oscillations.

Ce modèle de ressort, s’il peut faire preuve d’imprécision pour des fréquences élevées, permet néanmoins de bien reproduire les principales oscillations du ressort, qui vont conduire à l’affolement de la commande de soupape. Les contacts entre spires doivent absolument être modélisés pour reproduire correctement les courbes d’efforts obtenues lors des essais statiques et dynamiques.

Le modèle réalisé, qui est assez fin pour le ressort, et grossier pour le reste de la distribution (une inertie et deux raideurs) permet de calculer le régime d’affolement avec une bonne précision. Le modèle demande assez peu de temps de calcul (un vingtaine de seconde pour un palier de régime), ce qui est également important dans le cas d’une utilisation régulière. Il permet de retrouver le régime de garde nulle, malgré que les efforts à l’actionneur soient très différents de la mesure sur le linguet. Ces efforts sont plus élevés et se rapprochent finalement plus des efforts que l’on pourrait observer à la came. Le calcul, comme la mesure, permettent avant tout de pouvoir caractériser la perte de contact de l’actionneur par rapport à la came.

Cela permet également de déterminer à quel régime on aura une perte de contact de

CHAPITRE 4. MODÉLISATION DU RESSORT

l'actionneur, et donc un risque de gonflement de la butée. Cependant, d'autres «critères», comme la vitesse d'impact de la soupape et la garde, bien qu'essentiellement dues au ressort peuvent être améliorées par la modélisation de l'actionneur et de la butée.

Chapitre 5

Modélisation de l'actionneur et de la butée

La modélisation du ressort a permis d'obtenir de bonnes corrélations avec les essais, en particulier pour la levée dynamique. L'actionneur, et l'éventuelle butée hydraulique, sont les éléments les plus souples de la distribution après le ressort, et ont donc une influence sur le comportement dynamique de la distribution. La déformation du linguet et l'écrasement de la butée sont en partie responsables du niveau élevé de la vitesse d'impact à haut régime. Il faut donc maintenant déterminer si la modélisation de ces composants permet d'améliorer le calcul de ces critères.

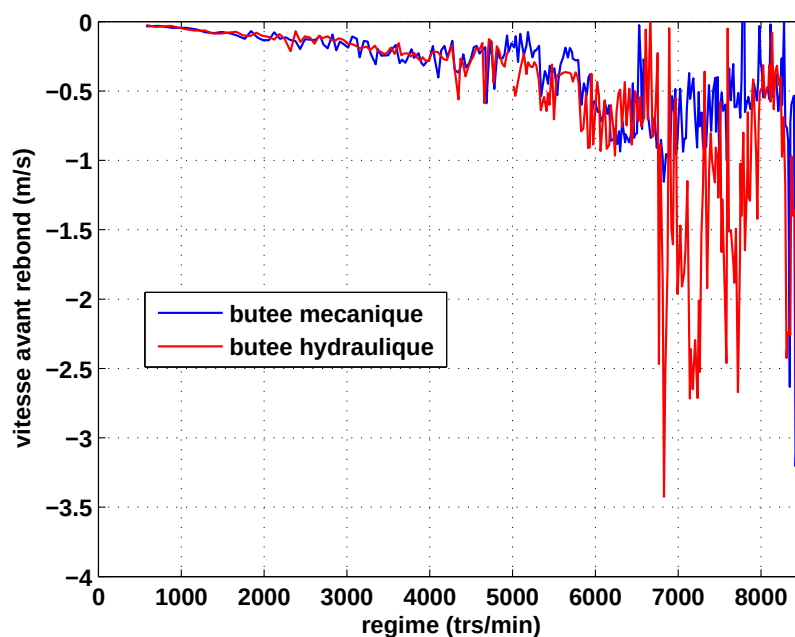


FIG. 5.1 – Comparaison de la vitesse d'impact, avec ou sans rattrapage de jeu hydraulique, sur une montée en régime.

Des essais ont été réalisés afin de comparer une butée hydraulique à une butée mécanique. La vitesse d'impact obtenue avec la butée hydraulique est similaire à celle de la butée mécanique jusqu'à 6800 tr/mn (FIG. 5.1). À ce régime, les deux vitesses d'impact sont élevées (> 1 m/s), mais celle de la butée hydraulique est nettement plus critique. Au-delà, la différence entre les deux devient importante. Il s'ajoute à cela un bruit de mesure qui devient très important. Cela se confirme quand on compare les vitesses aux régimes de

6000 et 7200 tr/mn (FIG. 5.2). La butée hydraulique dégrade donc la vitesse d'impact de la soupape aux hauts régimes, au delà de 6800 tr/mn (FIG. 5.1), où cette vitesse est déjà élevée.

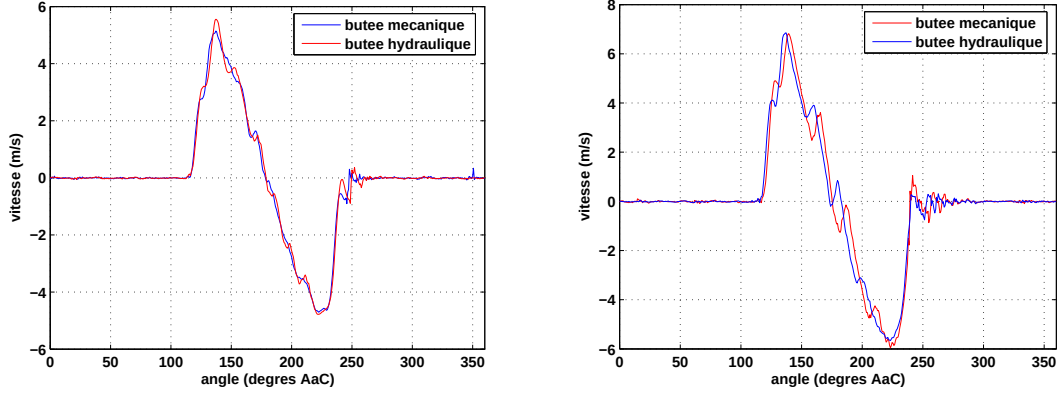


FIG. 5.2 – Comparaison des vitesses de soupapes, avec ou sans rattrapage de jeu hydraulique, à 6000 et 7200 tr/mn respectivement.

L'actionneur sera d'abord modélisé, en considérant la butée comme une raideur simple. Cette dernière sera modélisée plus finement à partir d'essais réalisés sur une butée isolée.

5.1 Modélisation de l'actionneur

Deux cinématiques différentes, liées aux actionneurs employés, sont actuellement utilisées, la cinématique du poussoir plan, la plus simple, et la cinématique du basculeur. Des modèles à un degré de liberté des différents types d'actionneur peuvent être réalisés (cf. annexe C), mais le modèle le plus adapté au cas du linguet reste celui à deux degrés de liberté.

5.1.1 Modélisation du linguet sur butée : 2 degrés de liberté

Le linguet est normalement en contact avec la butée, la came et la soupape, cependant il peut y avoir des jeux entre ces éléments qu'il faut obligatoirement prendre en compte, l'écrasement de la butée provoquant notamment un changement de la cinématique. La cinématique de l'actionneur doit être définie.

Équations dynamiques du basculeur

Afin de prendre en compte le changement de cinématique dû à l'écrasement de la butée, il est nécessaire de modéliser l'ensemble par deux degrés de liberté : le déplacement vertical du centre de rotation, et la rotation autour de la butée. Les notations adoptées dans la suite des équations du basculeur sont définies dans le tableau 5.1.

Les contacts du linguet avec les autres composants sont modélisés par des raideurs et des amortissements (FIG. 5.3). L'effort F_v exercé par la soupape sur le linguet est ainsi :

$$F_v = K_v(Y_v - Y_{l2}) + C_v \left(\frac{dY_v}{dt} - \frac{dY_{l2}}{dt} \right) \quad \text{si } (Y_v - Y_{l2}) > 0 \quad (5.1)$$

$$F_v = 0 \quad \text{si } (Y_v - Y_{l2}) \leq 0$$

L'effort F_c sur la came s'écrit :

$$F_c = K_c(\rho_{cin} - \rho) + C_c \left(\frac{d\rho_{cin}}{dt} - \frac{d\rho}{dt} \right) \quad \text{si } (\rho_{cin} - \rho) > 0 \quad (5.2)$$

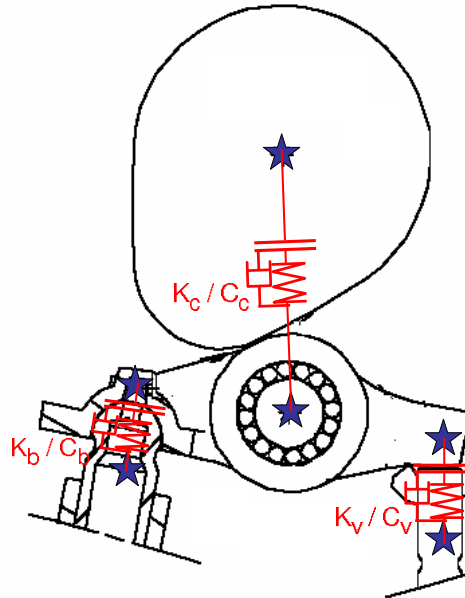


FIG. 5.3 – Schéma de la modélisation du linguet par deux degrés de liberté

Y_v	déplacement de la soupape
Y_l	déplacement du centre de rotation du linguet
Y_{l2}	déplacement du point du linguet en contact avec la soupape
Y_b	déplacement de la butée
ρ	distance entre le centre de la came et le centre du rouleau
ρ_{cin}	distance <i>cinématique</i> entre le centre de la came et le centre du rouleau
θ	la rotation du basculeur
K_b et C_b	raideurs et amortissements entre linguet et butée
K_c et C_c	raideurs et amortissements entre linguet et came
K_v et C_v	raideurs et amortissements entre linguet et soupape
C_l	amortissement en rotation du linguet
ζ	angle des efforts came/linguet

TAB. 5.1 – Notations employées dans les équations relatives à l'actionneur

$$F_c = 0 \quad \text{si } (\rho_{cin} - \rho) \leq 0$$

Enfin, l'effort butée F_b est le suivant :

$$F_b = K_b(Y_b - Y_l) + C_b \left(\frac{dY_b}{dt} - \frac{dY_l}{dt} \right) \quad \text{si } (Y_b - Y_l) > 0 \quad (5.3)$$

$$F_b = 0 \quad \text{si } (Y_b - Y_l) \leq 0$$

On considère le linguet parfaitement rigide, le déplacement Y_{l2} du point de contact du linguet avec la soupape est donc déduit des d'après la cinématique du système. Les efforts exercés par la butée et la soupape sont purement verticaux, l'angle de l'effort ζ de la came par rapport à la verticale est une donnée d'entrée du modèle et est déduit des relations cinématiques du système.

Les équations du mouvement du linguet sont donc les suivantes, en rajoutant un amortissement pour la rotation afin de représenter le frottement entre linguet et butée :

$$M_l \ddot{Y}_l = F_b + F_v + F_c \cos(\zeta) \quad (5.4)$$

$$I_l \ddot{\theta} = X_{ls} \times F_v + X_{lc} F_c \cos(\zeta) + Y_{lc} F_c \sin(\zeta) + C_l \dot{\theta} \quad (5.5)$$

en notant X_{ls} , X_{lc} et Y_{lc} les distances obtenues projetant L_s et L_c sur les axes $\vec{X}$ et $\vec{Y}$, et ζ l'angle des efforts came/linguet par rapport à la verticale. Ces différentes distances sont déduites des équations cinématiques. Les équations pour la soupape et le ressort sont identiques à celles décrites au chapitre précédent.

L'équation du mouvement sous forme matricielle est la suivante, en ajoutant les deux degrés de liberté du linguet.

$$\begin{aligned} & \begin{pmatrix} I_l & 0 & 0 \\ 0 & M_l & 0 \\ 0 & 0 & M_v \\ & & \dots \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \frac{d^2 \theta}{dt^2} \\ \frac{d^2 Y_l}{dt^2} \\ \frac{d^2 Y_v}{dt^2} \\ \dots \end{pmatrix} \\ & + \begin{pmatrix} C_l & 0 & 0 \\ 0 & C_b + C_v & -C_v \\ 0 & -C_v & C_v + C_{SM1} \\ & & \dots \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \frac{d\theta}{dt} \\ \frac{dY_l}{dt} \\ \frac{dY_v}{dt} \\ \dots \end{pmatrix} \\ & + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_b + K_v & -K_v \\ 0 & -K_v & K_v + K_{SM1} + K_{si} \\ & & \dots \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \theta \\ Y_l \\ Y_v \\ \dots \end{pmatrix} \\ & = \begin{pmatrix} X_{ls} \times F_v + X_{lc} F_c \cos(\zeta) + Y_{lc} F_c \sin(\zeta) \\ F_c \cos(\zeta) \\ 0 \\ \dots \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (5.6)$$

Cette équation décrit le système quand tous les contacts sont établis, la plupart des valeurs données pouvant s'annuler selon (5.1-5.3).

Cinématique du basculeur

La cinématique de l'actionneur est en partie définie lors de la conception de la culasse. Le profil de came est simplement déduit de la levée de soupape. Le profil de la came est réalisé en deux temps :

1. le déplacement de la soupape est ce que l'on cherche à obtenir, la loi de levée de la soupape est donc définie en premier ;
2. connaissant la géométrie de la commande de soupape, le profil de came est déduit par des relations cinématiques.

Le profil créé doit respecter les différents critères de conception :

- un rayon de concavité de la came pas trop faible pour que l'usinage soit réalisable ;
- un remplissage correct ;
- les pressions de Hertz (contacts came/actionneur et actionneur/soupape), déterminées à partir des efforts quasi-statiques maximum calculés, ne doivent pas être trop élevées.

En effet, afin de ne pas avoir une usure trop importante, une attention particulière est portée aux pressions de Hertz, ainsi qu'à la vitesse de glissement au contact came/actionneur [46]. Si ces critères ne sont pas respectés, la loi de levée doit être modifiée.

Les équations cinématiques régissant le déplacement d'un culbuteur ou d'un linguet sont similaires : chacun possède un centre de rotation, un levier côté came (L_c) et un levier côté soupape (L_s , Fig 5.4 - exemple du linguet). Les notations sont données dans le tableau 5.2. Le centre de rotation du basculeur (Q) sera dans les équations le centre du repère de référence.

Le logiciel employé pour réaliser les calculs cinématiques sur la distribution permet d'obtenir la distance [OP] entre le centre de la came et le centre du rouleau du linguet, ainsi que l'angle des efforts exercés par la came sur le linguet. Ces deux paramètres, définis en fonction de l'angle de l'arbre à cames, sont les données d'entrée du calcul dynamique.

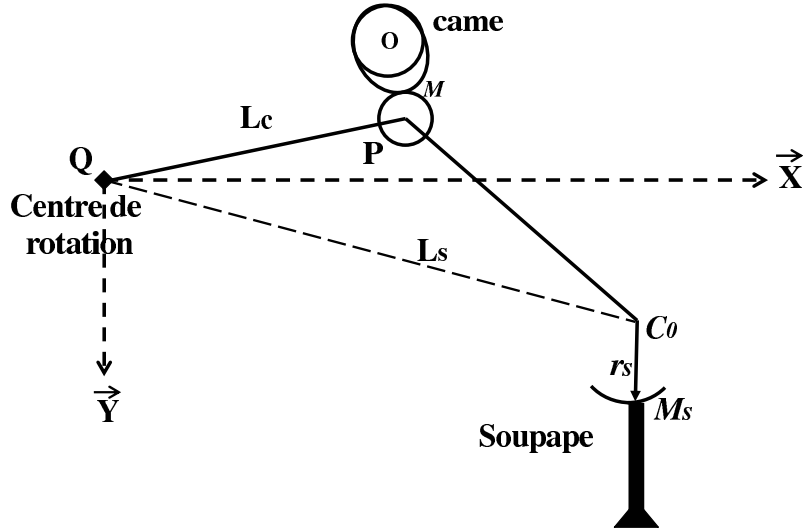


FIG. 5.4 – Schéma du linguet

Les relations géométriques pour déterminer la rotation du basculeur, en fonction de la levée de soupape, sont les suivantes (FIG. 5.5) :

$$L_s \sin(\theta - \theta_0) = h_0 + h - r_s \quad (5.7)$$

$$\sin \theta_0 = \frac{r_s - h_0}{L_s} \quad (5.8)$$

$$r \cos \beta_s = L_s \cos(\theta - \theta_0) \quad r \sin \beta_s = h_0 + h \quad (5.9)$$

L'excentration du point de contact linguet/soupape, par rapport à l'axe de la soupape doit être calculée afin de vérifier que ce point ne soit pas trop au bord de la tige de soupape :

$$E_s = \sqrt{L_s^2 - (h_0 + h - r_s)^2} - L_1 \quad (5.10)$$

avec L_1 la distance de l'axe soupape au point Q.

Pour étudier la cinématique au contact came/linguet, un changement de repère est effectué : la came est considérée fixe, le basculeur venant tourner autour de la came (FIG. 5.6).

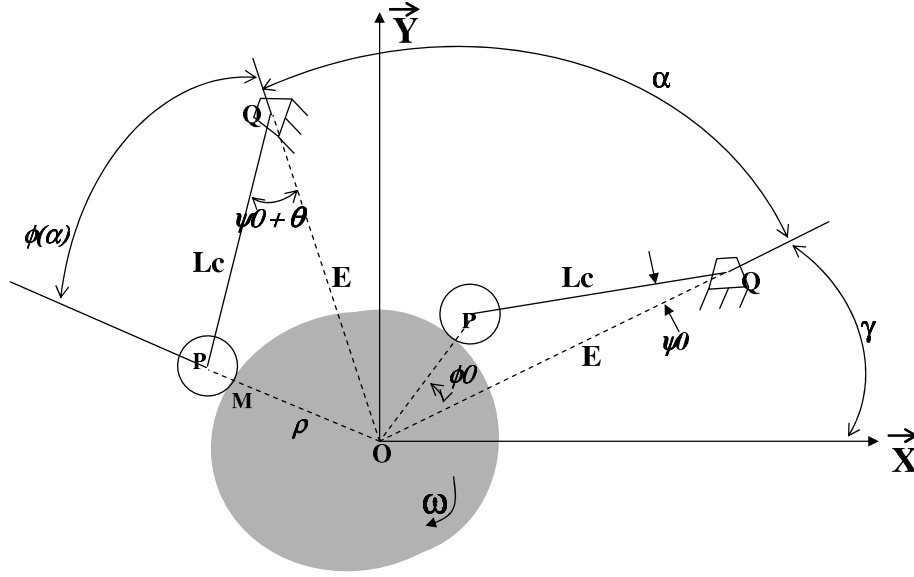


FIG. 5.6 – Géométrie au contact came/rouleau du linguet

La géométrie à levée nulle permet de déterminer les angles :

$$\cos \phi_0 = \frac{(r_b + r_g)^2 + E^2 - L_c^2}{2E(r_b + r_g)} \quad (5.11)$$

$$\cos \psi_0 = \frac{E^2 + L_c^2 - (r_b + r_g)^2}{2EL_c} \quad (5.12)$$

Les coordonnées du centre de rotation du linguet dans ce nouveau repère sont x_Q et y_Q , l'angle γ est défini tel que :

$$\tan(\gamma) = \frac{y_Q}{x_Q} \quad (5.13)$$

La distance entre les centres came et rouleau est égale à :

$$\rho = \sqrt{E^2 + L_c^2 - 2EL_c \cos(\psi_0 + \theta)} \quad (5.14)$$

Il est possible de déterminer :

$$\phi(\alpha) = \cos^{-1} \left(\frac{E^2 + \rho^2 - L_c^2}{2E\rho} \right) \quad (5.15)$$

Les coordonnées du centre du rouleau dans le repère lié à la came sont :

$$\begin{aligned} x_P &= \rho \cos(\gamma + \alpha + \phi(\alpha)) \\ y_P &= \rho \sin(\gamma + \alpha + \phi(\alpha)) \end{aligned} \quad (5.16)$$

La droite (PM) est perpendiculaire au vecteur vitesse du centre du rouleau, cela permet de déterminer le point de contact came/linguet M :

$$\begin{aligned} x_M &= x_P + r_g \frac{dy_P/d\alpha}{\sqrt{(dx_P/d\alpha)^2 + (dy_P/d\alpha)^2}} \\ y_M &= y_P - r_g \frac{dx_P/d\alpha}{\sqrt{(dx_P/d\alpha)^2 + (dy_P/d\alpha)^2}} \end{aligned} \quad (5.17)$$

L'angle β est défini comme l'angle de (PM) par rapport à la verticale :

$$\tan(\beta) = \frac{x_P - x_M}{y_P - y_M} \quad (5.18)$$

L'angle ζ utilisé dans les équations de la dynamique est alors obtenu en revenant dans le repère usuel, centré en Q , et Q fixe. Le changement de repère est tel que la direction des axes est identique pour $\alpha = 0$, et $\zeta = \beta - \alpha$.

5.1.2 Recalage du modèle

On s'intéresse ici au modèle du linguet pour la culasse K4. Le modèle de ressort qui lui est associé est le modèle à 4 masses par spires présenté dans le chapitre précédent. La butée est modélisée par une raideur constante afin de permettre le mouvement de translation du linguet. Les nouveaux paramètres de ce modèle sont données dans le tableau 5.3.

Raideur came/linguet (N/m)	$2,54.10^7$
Amortissement came/linguet (N.s/m)	247
Raideur linguet/soupape (N/m)	$1,22.10^7$
Amortissement linguet/soupape (N.s/m)	490
Raideur butée (N/m)	$5,44.10^7$
Amortissement butée (N.s/m)	385
Amortissement rotation linguet (N.s/rad)	$7,95.10^{-3}$
Masse linguet (g)	43,9
Inertie linguet (Kg/m ³)	$1,92.10^{-5}$

TAB. 5.3 – Valeurs numériques du modèle de l'actionneur

Les différents paramètres énoncés dans ce tableau ont été en partie recalés à l'aide du logiciel Isight (Engineous Software). Ce logiciel est un logiciel d'optimisation qui permet d'utiliser plusieurs méthodes d'optimisation. Dans le cas présent, une méthode exploratoire, utilisant les algorithmes génétiques, a été employée en premier, avant d'affiner par une méthode basée sur un calcul de gradient. Cette dernière méthode est performante pour trouver un optimum local, mais ne permet pas de « balayer » efficacement l'ensemble du domaine de solutions autorisées. Pour trouver ces résultats, les objectifs fixés à l'optimiseur sont les suivants :

- minimiser l'écart de levée calcul/mesure à bas régime
- minimiser l'écart de levée dynamique à un régime relativement élevé (effets dynamiques présents sans avoir encore d'excès ou de rebond)
- respecter le régime d'affolement à ± 150 tr/mn.

Les efforts calculés entre linguet et soupape (FIG. 5.7) se corrélaient bien avec les mesures d'efforts du linguet. Les différentes oscillations des efforts du linguet sont bien reproduites, et l'amplitude des différents pics d'efforts est similaire à la mesure. Cependant, le régime où l'effort linguet/soupape devient nul est bien plus élevé par rapport à la mesure (FIG. 5.8). Pour retrouver le régime où la garde devient nulle, il faut considérer les efforts came/linguet.

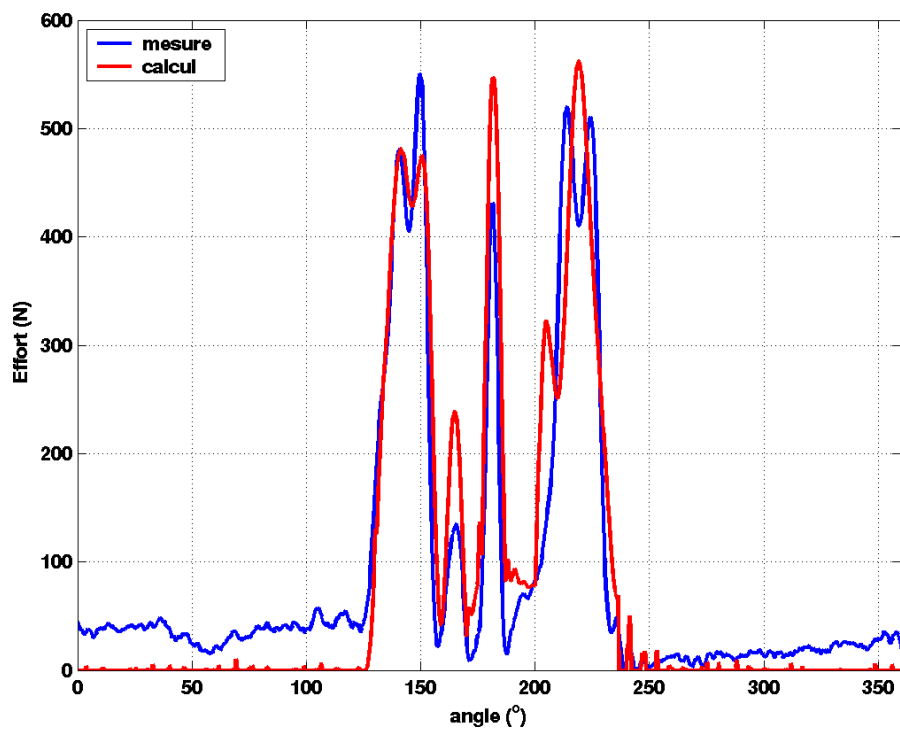


FIG. 5.7 – Comparaison des efforts du linguet calculés et mesurés à haut régime

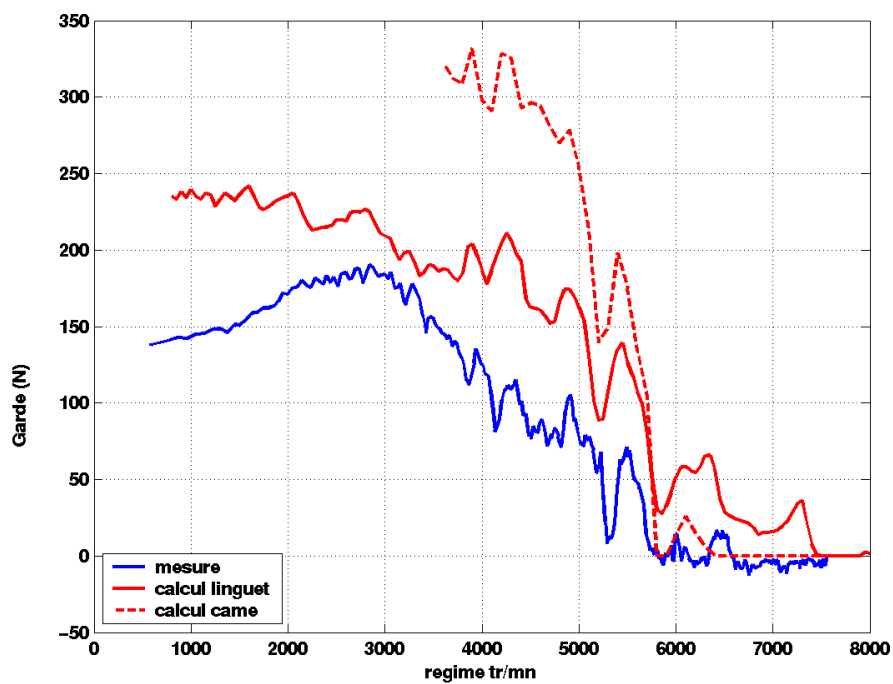


FIG. 5.8 – Comparaison de la garde mesurée, avec les gardes calculées pour les efforts came/linguet et linguet/soupape

D'après les calculs, la perte de contact se produit d'abord entre came et linguet, la perte de contact entre linguet et soupape se produisant seulement quand l'affolement est important. Même si les mesures ne le montrent pas, l'ordre dans lequel se produisent ces décollements est logique. La jauge de déformation est positionnée sur le bras du linguet entre la came et la butée, et ne permet donc pas de reproduire fidèlement les efforts du linguet sur la soupape. Afin de reproduire plus précisément le signal de la jauge, une solution peut être de modéliser le linguet par deux éléments de poutre (un pour chaque bras) en torsion et flexion : obtenir directement la déformation en flexion du bras du linguet serait alors possible. Cependant, la prédiction de la perte de contact est le seul phénomène important, et un tel modèle ne pourrait pas être assez précis pour calculer les contraintes dans le linguet. Cette absence de séparation permet également de valider le précédent modèle, qui considérerait l'ensemble soupape/linguet comme un seul élément.

La prédiction du régime d'affolement (FIG. 5.9), pour les différentes lois expérimentales, est bonne, cependant, elle est légèrement dégradée par rapport au modèle précédent ne prenant en compte que le ressort. L'amélioration de la modélisation du linguet ne profite donc pas au reste du modèle. Le recalage plus délicat à faire (trois fois plus de paramètres) n'est peut être pas non plus parfait, malgré l'utilisation d'un logiciel d'optimisation pour améliorer le premier recalage.

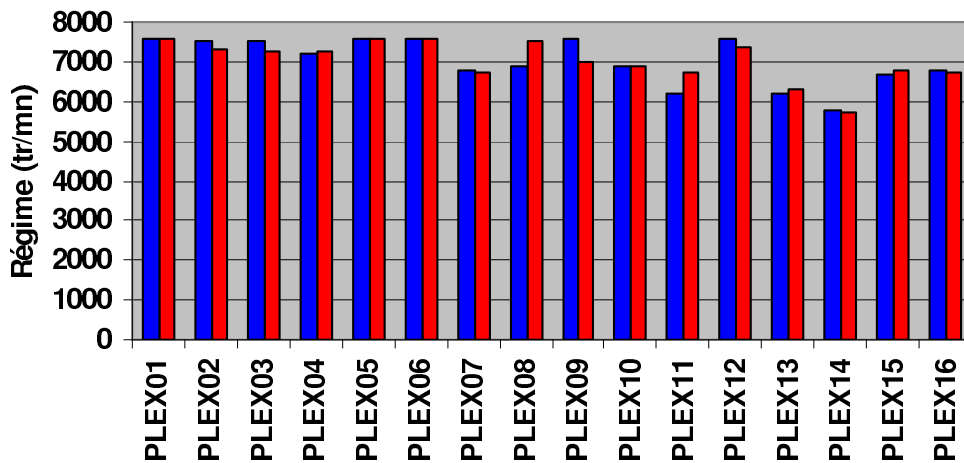


FIG. 5.9 – Comparaison des régimes d'affolement *calculés* et *mesurés* pour seize lois expérimentales

Le recalage basé sur la levée à bas régime et la levée dynamique est pourtant bon, avec des écarts qui sont très faibles entre le calcul et la mesure : les oscillations observées sont correctement reproduites, tant en fréquence qu'en amplitude (FIG. 5.10 et 5.11). La levée à bas régime est donc correctement reproduite et l'erreur commise est équivalente à la tolérance due à la came (10 microns pour la came, le rapport de culbuterie est proche de 2). À l'affolement franc, les niveaux d'excès sont cependant assez différents comparativement à la mesure. Cependant, à ces régimes là, les mesures montrent également des différences importantes entre les trois tours consécutifs, et le système devient chaotique. La levée dynamique maximum en fonction du régime est également assez différente, une fois passé le régime d'affolement. La perte de cohésion du système n'est donc pas mieux reproduite que précédemment en modélisant le linguet.

La prédiction de la vitesse avant rebond (FIG. 5.12) est par contre sensiblement améliorée par rapport au modèle précédent (FIG. 4.25). L'amplitude du pic à 6700 tr/mn est bien plus importante que précédemment. Le régime (5000 tr/mn) où la vitesse d'impact commence à différer de la vitesse de rampe théorique est également bien retrouvé. La modélisation du linguet par deux degrés de liberté, permettant un écrasement de la butée améliore donc significativement la prédiction de la vitesse d'impact. De plus, les écarts que

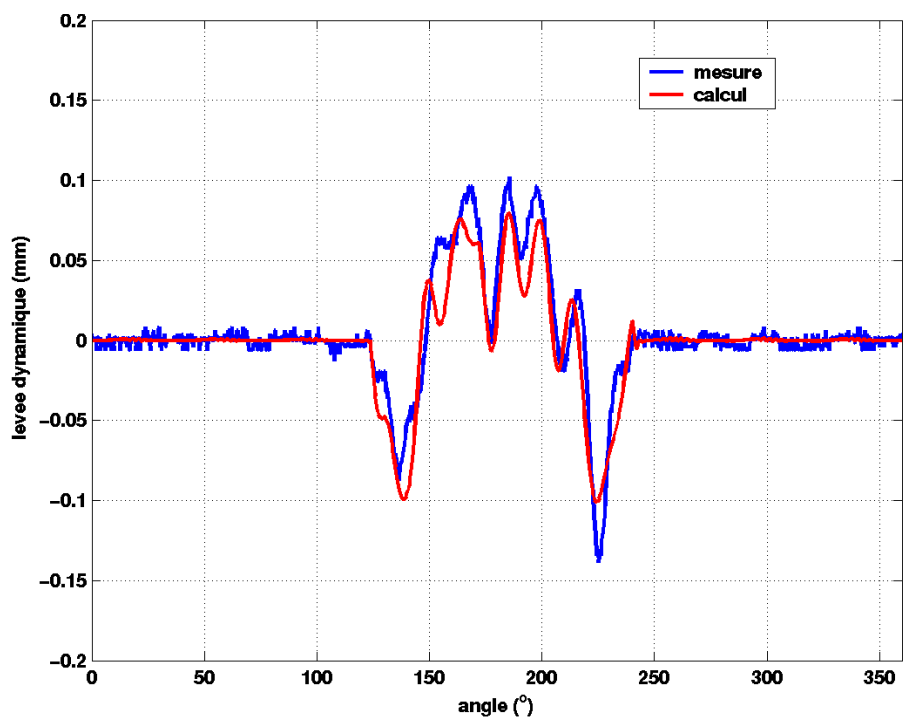


FIG. 5.10 – *Levée dynamique à haut régime (5500 tr/mn), comparaison calcul/mesure.*

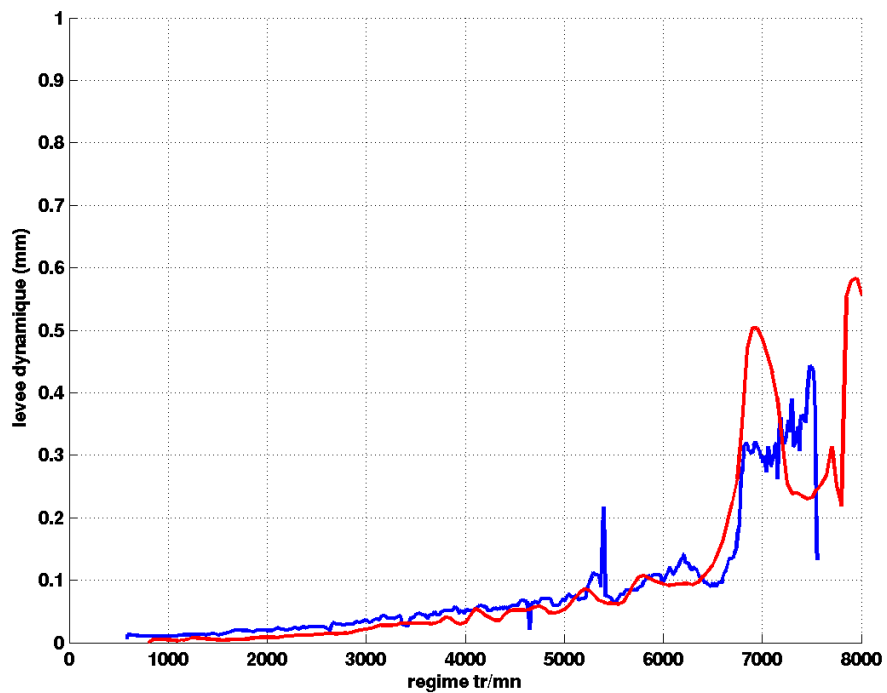


FIG. 5.11 – *Levée dynamique en fonction du régime, comparaison calcul/mesure.*

l'on retrouve après ce pic sont en partie dus au bruit de la mesure.

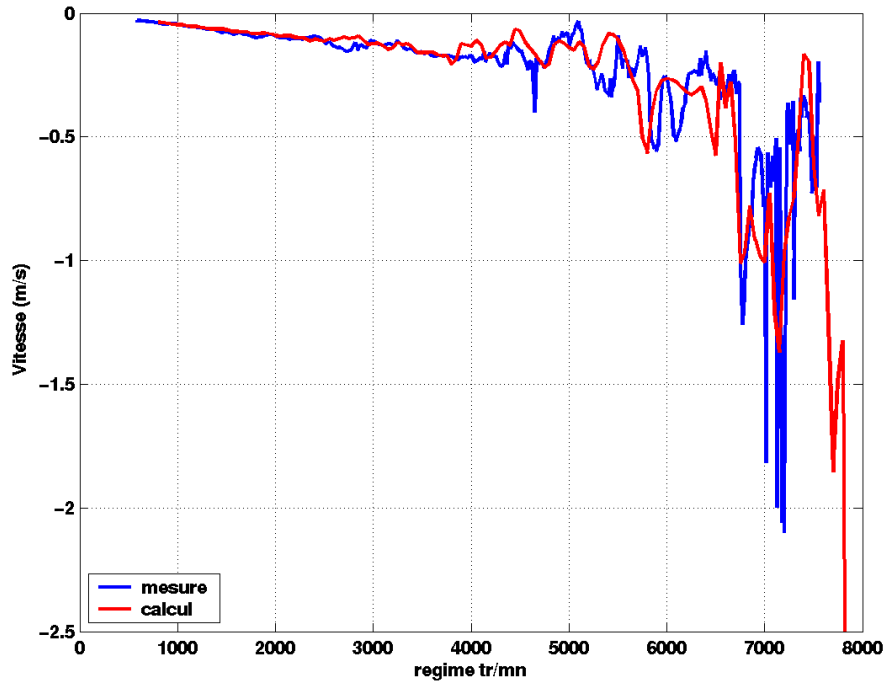


FIG. 5.12 – Comparaison *calcul/mesure* de la vitesse d'impact

On voit donc ici l'importance de modéliser la butée hydraulique. Une valeur de raideur moyenne permet de faire une première approximation sur la vitesse d'impact, mais un modèle plus précis permettrait d'améliorer encore le calcul de la vitesse d'impact. Ce modèle montre également l'importance de la modélisation du ressort pour le calcul du régime d'affolement. En effet, le régime d'affolement est défini par l'excès qui se produit sur la plage où l'accélération est négative, en milieu de levée. L'écrasement de la butée hydraulique a donc moins d'influence sur cette partie de la levée, qu'au niveau de la repose, où un écrasement même faible peut conduire à ce que la soupape vienne taper avant la rampe de silence, ce qui conduit à une vitesse de repose trop importante.

5.2 Essais de caractérisation d'une butée hydraulique et choix du modèle

Une modélisation de la butée hydraulique est délicate car son comportement dépend à la fois de phénomènes hydrauliques (échanges d'huile entre les chambres haute et basse pression, débit de fuite), mais également mécaniques (clapet composé d'une bille maintenue par un ressort, jeu entre corps et piston, déformation du composant sous les efforts). Parmi les modèles décrits dans la bibliographie, soit la butée n'est pas modélisée, sa raideur est incluse dans celle de l'actionneur, soit elle est modélisée de manière complexe, avec les équations de l'hydraulique [14][92][24].

Ce type de modèle est employé par VALDYN, et demande une vingtaine de paramètres pour représenter la butée. La plupart des paramètres peuvent être données par la métrologie (charges et raideurs des ressorts, dimensions principales, pression d'alimentation). La donnée la plus importante est celle qui définit la vitesse d'écrasement de la butée, mais cette donnée doit être recalée par rapport aux essais, car le jeu entre corps et piston varie selon les dispersions de fabrication. Il existe deux alternatives dans le logiciel :

- définir la vitesse d'écrasement sous une charge et avec une huile définies
- définir directement le jeu corps/piston

L’équivalence entre le jeu corps/piston et la vitesse de compression est donnée par la formule suivante :

$$C = \sqrt[3]{\frac{3\mu LD_p}{\Delta P.T}} \quad (5.19)$$

avec :

- C le jeu corps/piston
- μ la viscosité dynamique de l’huile
- L la longueur de passage de l’huile
- D_p le diamètre du piston de la butée
- ΔP la différence de pression entre chambres HP et BP
- T le temps de compression de la butée pour un déplacement de 1 m

La vitesse d’écrasement donnée par le plan du fournisseur, pour le type de butée étudiée, varie de 0,17 à 1,1 mm/s, sous une charge de 1500 N, avec une huile spécifique à 20°C. Cette différence de vitesse est due aux tolérances de fabrication au niveau du jeu corps/piston. Cette huile est choisie car sa viscosité est faible à température ambiante. Cette viscosité se rapproche de celle d’une huile moteur standard quand le moteur est en fonctionnement.

5.2.1 Essai quasi-statique d’écrasement de la butée hydraulique

Un essai a été réalisé pour déterminer la vitesse d’écrasement de la butée sous charge constante. La butée seule, baignant dans un bain d’huile, est comprimée par une machine de compression Zwick qui lui applique un effort constant. Le déplacement ainsi que l’effort appliqué sur le piston de la butée hydraulique sont mesurés au cours du temps. L’huile utilisée pour cet essai est l’huile utilisée par le fournisseur. Trois chargements différents sont appliqués sur une même butée : 1000, 1250 et 1460 N.

La simulation est réalisée de façon similaire sous VALDYN, en imposant strictement le même effort que celui de l’essai au cours du temps. Le modèle sous VALDYN est recalé à partir de l’essai à 1460 N. On effectue ensuite les calculs pour les deux autres chargements, en utilisant les paramètres de ce recalage, afin de vérifier le modèle. Sur cet essai, un léger décalage des déplacements calculés et mesurés (FIG. 5.13) peut être observé. Ce décalage est dû au piston de la butée qui est dans sa position la plus haute (hors domaine de fonctionnement) et au temps de stabilisation de l’effort de la machine. Par contre, une fois la butée stabilisée, la vitesse de compression est constante (FIG. 5.14), et dans le modèle recalé, elle est parfaitement égale à la mesure.

Charge sur butée (N)	1000	1250	1460
vitesse d’écrasement mesurée (mm/s)	0,17	0,26	0,45
vitesse d’écrasement calculée (mm/s)	0,307	0,385	0,45
Rapport charge/vitesse mesurée (N.s/mm)	5850	4790	3240
Rapport charge/vitesse calculée (N.s/mm)	3260	3250	3240

TAB. 5.4 – Comparaison des vitesses d’écrasement mesurées et calculées lors des différents essais

Le tableau 5.4 donne une comparaison entre le calcul et la mesure et fait apparaître que la vitesse d’écrasement n’est pas linéaire par rapport à la charge, contrairement à ce qui est prédit par le calcul VALDYN. Le modèle VALDYN considère finalement la butée comme un simple amortissement numérique, contrairement à ce qui est observé lors des essais.

En effet, l’hypothèse de calcul est qu’il y a un écoulement laminaire entre le corps et le piston de la butée provoqué par la différence de pression. L’équation employée afin de

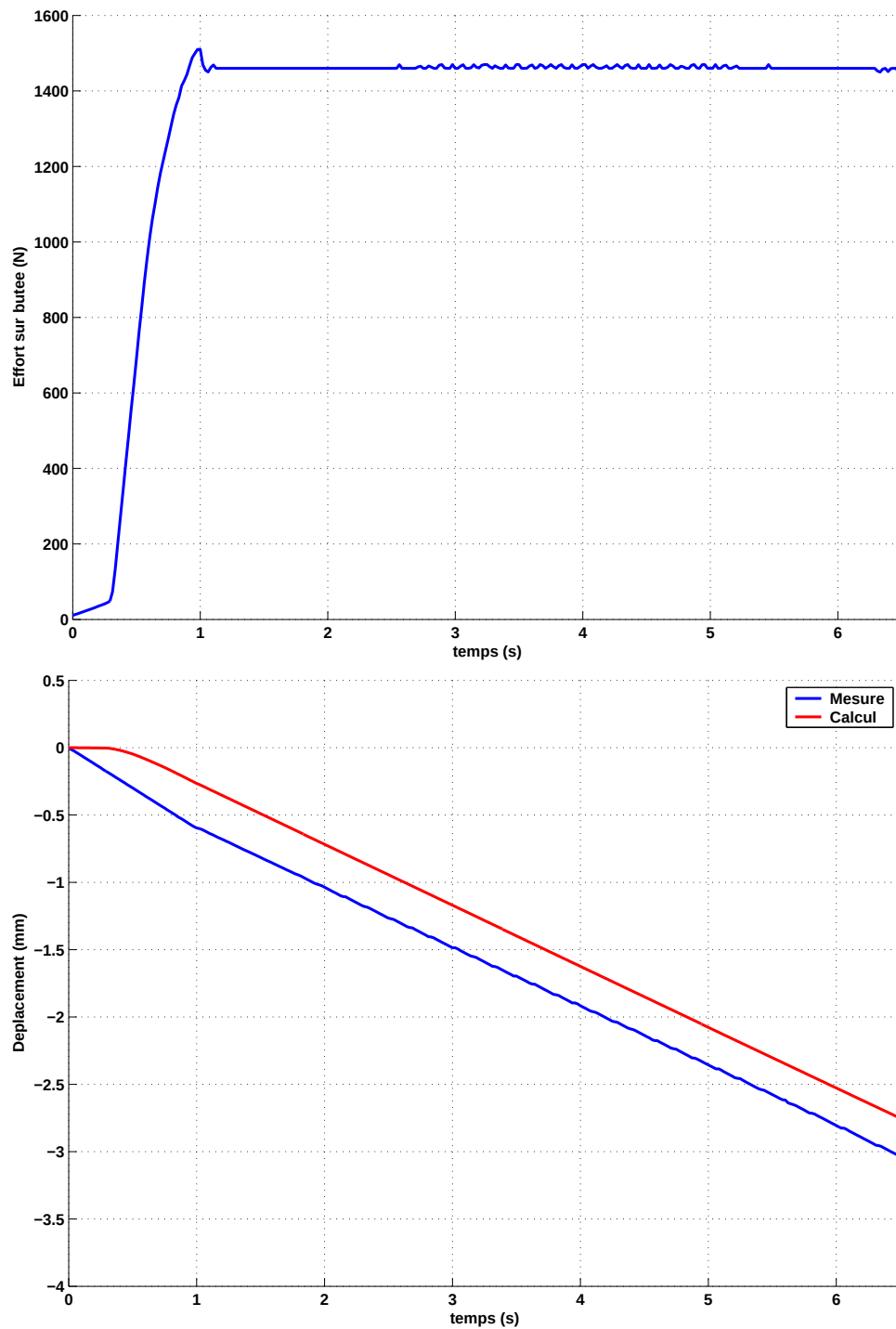


FIG. 5.13 – Résultat d'un essai de compression d'une butée hydraulique à 1460 N : effort imposé et comparaison calcul/mesure du déplacement

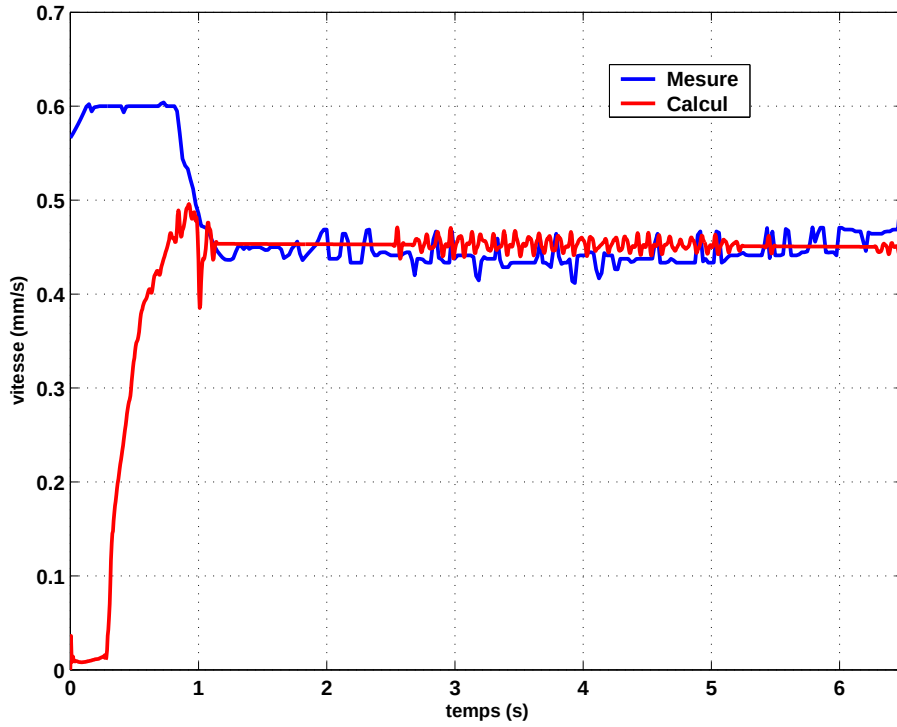


FIG. 5.14 – Résultat d'un essai de compression d'une butée hydraulique à 1460 N : vitesse d'écrasement *calculée* et *mesurée*

modéliser l'écrasement de la butée est donc la suivante :

$$\frac{dV_{CHP}}{dt} = -\pi D_p \left(\frac{P_{HP} - P_c}{L_p} \cdot \frac{C^3}{12\mu} \right) \quad (5.20)$$

avec :

- V_{CHP} le volume de la chambre haute pression
- P_{HP} la pression dans la chambre haute pression
- P_c la pression d'alimentation en huile de la culasse
- D_p le diamètre du piston de la butée
- L_p la longueur du passage de l'huile (hauteur de la partie basse du piston)
- C le jeu corps/piston
- μ la viscosité dynamique de l'huile

La variation de volume de la chambre s'écrit également :

$$\frac{dV_{CHP}}{dt} = \frac{\pi D_p^2}{4} \times \frac{dx}{dt}$$

avec x le déplacement du piston. La différence de pression est équivalente à :

$$P_{HP} - P_c = \frac{4 \cdot F_p}{\pi D_p^2} \quad \text{avec } F_p \text{ l'effort sur le piston}$$

L'équation (5.20) peut être réécrite de la façon suivante :

$$\frac{F_p}{dx/dt} = -\frac{12L_p\pi D_p^3\mu}{16C^3} \quad (5.21)$$

Le rapport effort/vitesse d'écrasement ne dépend donc que des paramètres géométriques de la butée ainsi que de la viscosité de l'huile, et est ainsi une constante.

Cette différence peut être due à la déformation du corps extérieur de la butée, consécutive à la pression très élevée qu'il y a dans la chambre haute pression. Le corps se dilate, par conséquent augmente le jeu corps/piston et le débit de fuite de l'huile. L'utilisation d'un modèle numérique est donc délicat pour la modélisation de la butée, car les efforts peuvent provoquer des déformations qui sont de l'ordre des jeux de fonctionnement. De plus, en dynamique, il peut y avoir une partie de l'effort générée par la compression de l'huile, qui n'est jamais prise en compte dans ces modèles. Enfin, les calculs dynamiques réalisés montrent que le modèle se révèle trop sensible au taux d'émulsion de l'huile, paramètre délicat à mesurer à l'intérieur de la butée.

5.2.2 Essais dynamiques de caractérisation de la butée hydraulique

Mode opératoire

Les seules mesures dynamiques disponibles sont données par une jauge de déformation placée sous la butée lors des essais de caractérisation dynamique d'une culasse. Ces mesures posent quelques problèmes d'interprétation, elles décrivent la pression de la chambre haute pression et l'effort sous la butée. Afin d'améliorer la compréhension de l'élément hydraulique, et de pouvoir le modéliser, des essais de caractérisation dynamique sur la butée hydraulique isolée sont réalisés. Pour pouvoir concevoir un modèle à partir de ces essais, il faut donc nécessairement un trajet effort/déflexion de la butée en dynamique. La butée est également alimentée en huile, pression et température pouvant varier, afin de reproduire les conditions d'essais sur la culasse.

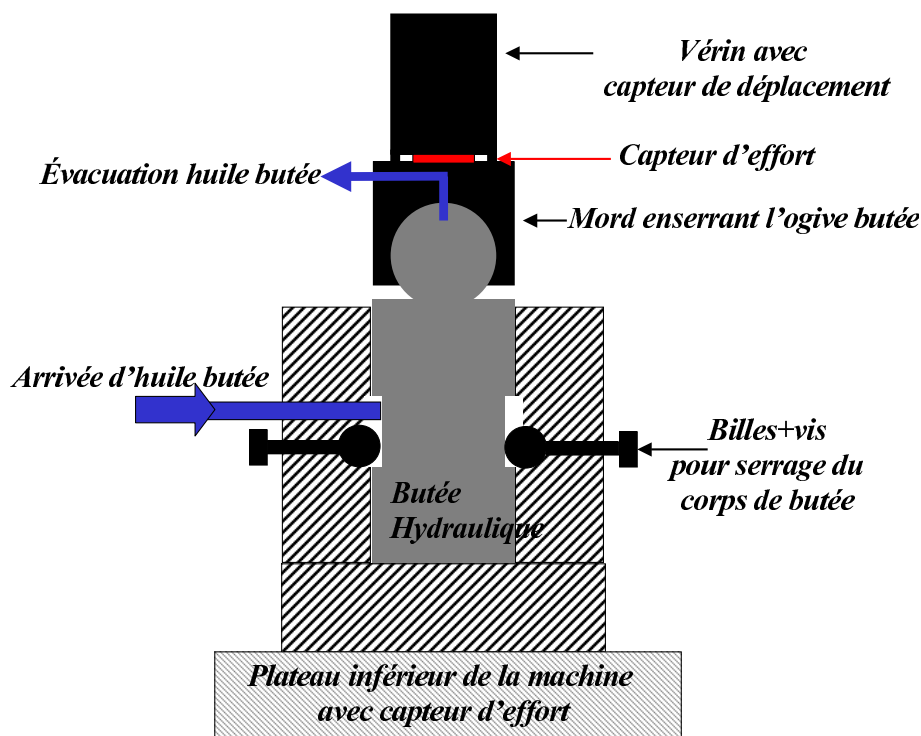


FIG. 5.15 – Schéma de l'essai réalisé sur la butée hydraulique

Cet essai va être réalisé à l'aide d'une machine hydraulique Schenk, dont le vérin est piloté en déplacement. En effet, la butée s'écrase quand un effort sur le piston est appliqué. Il n'est pas possible d'imposer un effort car les conditions d'essai deviendraient trop changeantes pour avoir un résultat valable. Un déplacement sinusoïdal est imposé au piston de la butée. L'amplitude est de 0,1 mm jusqu'à 100 Hz, puis elle décroît avec la fréquence pour éviter d'avoir des efforts trop importants. La butée est dans un logement spécifique

qui permet l'alimentation en huile, et retient le corps de la butée par 3 billes (FIG. 5.15). Il faut faire attention à ne pas trop serrer la butée pour ne pas modifier le jeu corps/piston (ou même le bloquer). Les mesures sont réalisées à l'aide des capteurs suivants :

- un capteur d'effort piézo-électrique au sommet de la butée ;
- un capteur d'effort piézo-électrique sous la butée ;
- un capteur de déplacement qui mesure le déplacement du vérin de la machine hydraulique.

Sur certains essais, la butée est alimentée en huile, de 1 jusqu'à 3 bars, et la température de l'huile a pu être modifiée pour faire des essais à 30°C et 60°C. Lors des essais sur culasse, l'alimentation en huile se fait à une pression de trois bars, et la température est de 60°C, ces conditions ont été reprises pour les essais où l'on a pas fait varier les conditions d'alimentation en huile. La sphère du piston est reliée fixement au vérin de la machine hydraulique. Afin également de s'affranchir de l'effet de séparation entre les deux parties du piston, un essai est fait sur une butée normale, puis les deux parties du piston de cette même butée sont collées. Pour déterminer comment se comporte la butée dans ses deux configurations (possibilité d'avoir un échange d'huile entre les chambres HP et BP), le clapet est collé ou supprimé afin de les recréer artificiellement.

Les essais sont effectués avec des butées hydrauliques différentes :

- butée 1 : les deux parties du piston collées, sans le clapet ;
- butée 2 : les deux parties du piston collées, passage (au niveau du clapet) entre chambres HP et BP bloqué ;
- butée 3 : normale, sans modification ;
- butée 4 : butée précédente avec les deux parties du piston collées ;
- butée 5 : jeu corps/piston minimum ;
- butée 6 : jeu corps/piston maximum.

Résultats de ces essais

Les deux premiers essais n'ont pas donné de résultats exploitables :

- sans le clapet (butée 1) : les efforts mesurés sont trop faibles pour être exploités ;
- clapet bloqué (butée 2) : la butée se vide, une petite quantité d'huile s'échappant par le débit de fuite à chaque compression, trop rapidement pour pouvoir valider cette mesure.

Les résultats des autres essais permettent par contre de montrer l'influence des différents paramètres. Les essais réalisés sont plus critiques par rapport à ce que subit la butée sur la culasse :

- les déplacements imposés sont plus importants que lors du fonctionnement normal du moteur ;
- en conséquence, les efforts sont beaucoup plus importants (>2000 N) alors que les mesures sur culasse sont comprises entre 200 et 1000 N environ ;
- la butée est remontée en force, sur une durée égale à son écrasement, alors que sur une culasse, l'étalement représente environ le tiers d'un tour d'arbre à cames.

Ces essais permettent de mettre en évidence les vitesses limites que la butée peut supporter en compression et en détente.

L'essai (présenté FIG. 5.16) réalisé avec la butée 4 montre un maximum d'effort au voisinage de 40 Hz, suivi d'une nette diminution avec l'augmentation de la fréquence d'excitation. La position en fréquence du maximum d'effort peut varier d'une vingtaine de Hertz pour un même type de butée. Cette variation est vraisemblablement due à des jeux différents (tolérances de fabrication).

Sur la première partie de la montée en fréquence, les efforts augmentent avec la fréquence car plus la vitesse de la butée est importante, moins le volume d'huile s'échappant, en phase de compression, par l'interstice entre corps et piston, est grand (FIG. 5.17, le

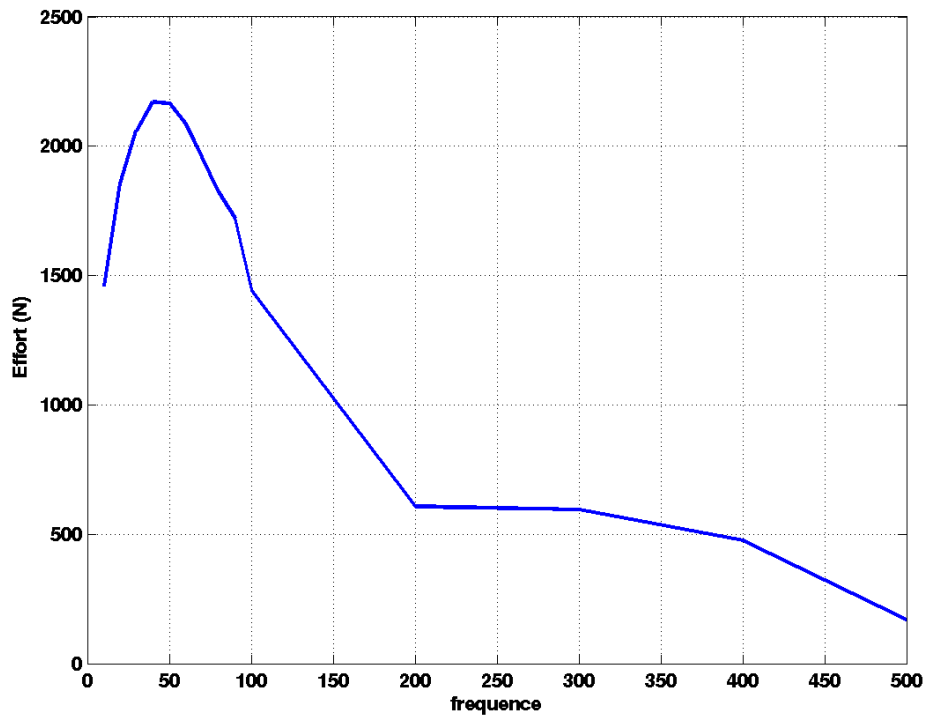


FIG. 5.16 – Évolution de l'effort maximum en fonction de la fréquence

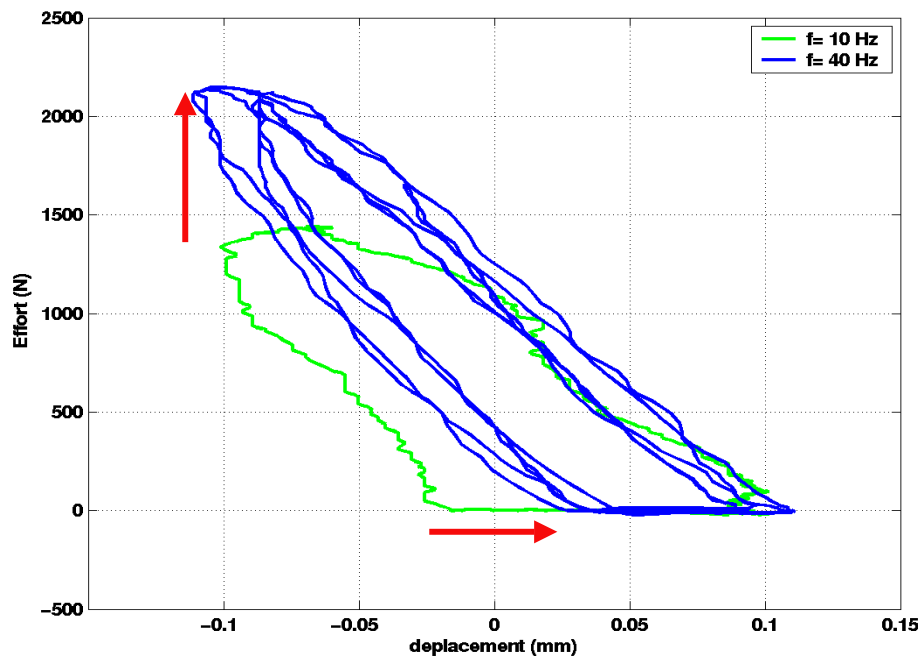


FIG. 5.17 – Augmentation de la fréquence $\Rightarrow$ augmentation des efforts butée due à la diminution du volume de fuite lors du déplacement imposé

déplacement). La butée résiste plus au déplacement imposé et les efforts sont donc plus importants.

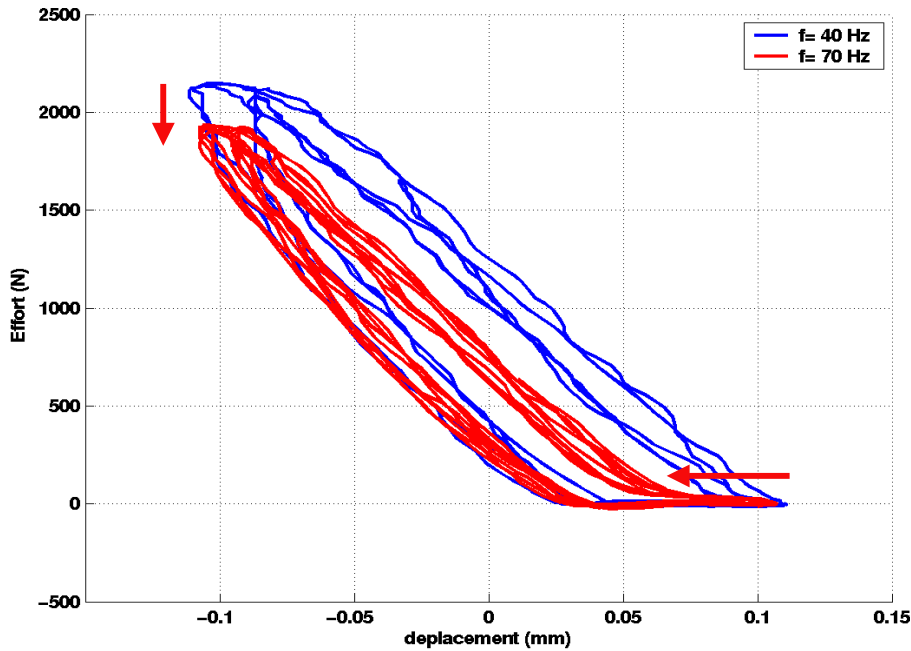


FIG. 5.18 – Augmentation de la fréquence $\Rightarrow$ diminution des efforts butée due au mauvais remplissage de la butée en phase de remontée.

Dans la phase où les efforts sur la butée décroissent avec la fréquence, la butée est relevée trop rapidement pour lui laisser le temps de se remplir complètement, l'inertie du clapet de la butée devenant trop importante. La compression de l'huile ne se fait ainsi plus, dès la descente du vérin, comme précédemment, mais avec un décalage qui augmente avec la fréquence (FIG. 5.18). La chambre HP de la butée se vide donc de son huile au fur et à mesure que la fréquence augmente, et donc les efforts diminuent.

La deuxième partie de ces essais concerne l'influence des différentes conditions de fonctionnement de la butée hydraulique. Tout d'abord, l'alimentation en huile de la butée est modifiée. L'influence de la température sur les efforts est importante : comme cela était prévisible, augmenter la température diminue la viscosité, le débit de fuite de la butée est donc plus important et les efforts sont donc plus faibles (FIG. 5.19(a)). Cela confirme le fait que les risques de pump-up sur moteur ont lieu lors des démarrages à froid. Au contraire, l'influence de la pression (FIG. 5.19(b)) est négligeable en fonctionnement normal, une pression de 1 bar est suffisante pour alimenter correctement la butée. Une augmentation de la pression d'huile ne semble pas permettre de mieux remplir la butée aux hautes fréquences.

Les efforts augmentent quand le jeu diminue (FIG. 5.20). Cela est dû au volume d'huile s'échappant par le débit de fuite qui est plus faible. La butée s'écrasant moins du fait du débit de fuite plus faible, elle résiste mieux à l'augmentation de la fréquence, et les efforts de la butée « jeu mini » sont particulièrement plus élevés par rapport aux autres butées au delà de 100 Hz.

La hauteur de mise en place de la butée est également importante : plus la butée est haute, plus le volume d'huile à comprimer, dans la chambre haute pression, est important, et plus les efforts sont faibles (FIG. 5.21). L'huile se comporte donc en partie comme une raideur.

Ces essais permettent de montrer que les conditions de fonctionnement de la butée sont également très importantes sur son comportement dynamique. Cela en rend la modélisation plus délicate, car si la température de l'huile lors de l'essai est connue, et que la hauteur

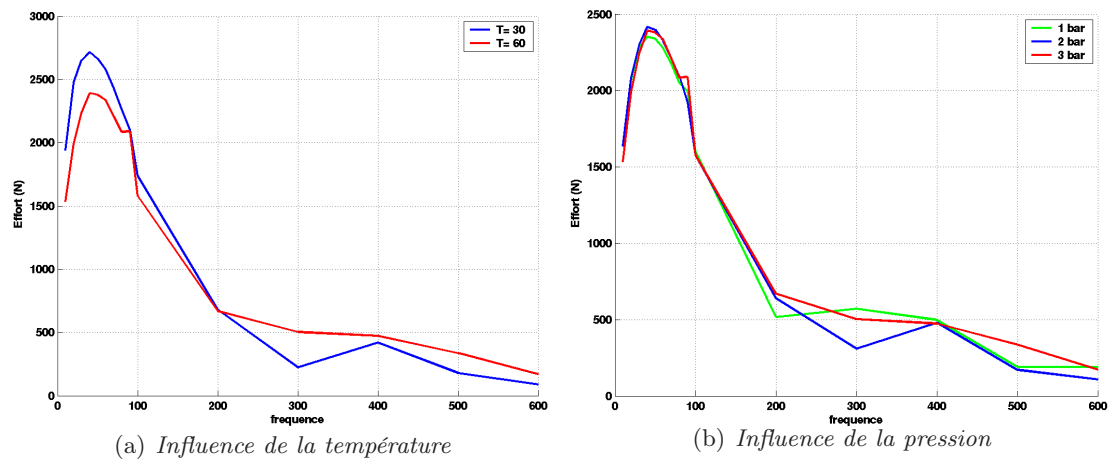


FIG. 5.19 – Influence de la température et de la pression sur le comportement dynamique de la butée hydraulique

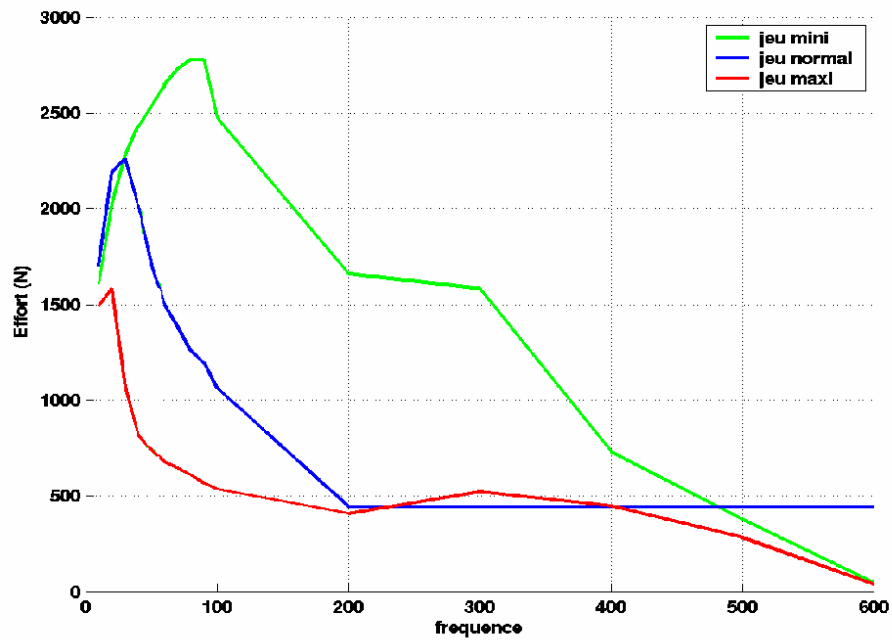


FIG. 5.20 – Influence du jeu corps/piston sur la butée

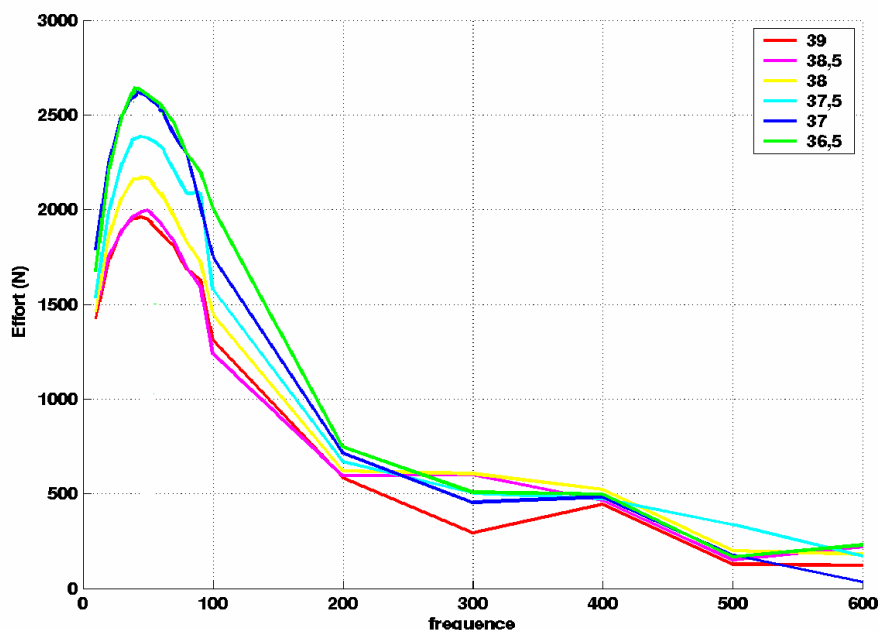


FIG. 5.21 – Comparaison des efforts en fonction de la fréquence, pour une même butée, à des hauteurs différentes

de la butée n'est guère éloignée de sa position nominale, le jeu entre le corps du piston et la butée est indéterminé.

5.2.3 Évaluation de la raideur de butée

Pour chaque fréquence exploitable, la raideur de la butée est calculée à partir de la courbe effort/déflexion. Les essais étant plus sévères que la réalité et provoquant une perte d'huile non désirée dans la chambre haute pression, la raideur de la butée est évaluée à partir de la partie ascendante de la courbe, où la compression de la butée se fait difficilement car il y a de l'huile dans la chambre haute pression. Pour la quatrième butée, la courbe a tendance à augmenter et se stabilise vers les $1,4 \cdot 10^7$ N/m (FIG. 5.22), avant de rediminuer étant donné les conditions trop critiques à partir de 70-80 Hz.

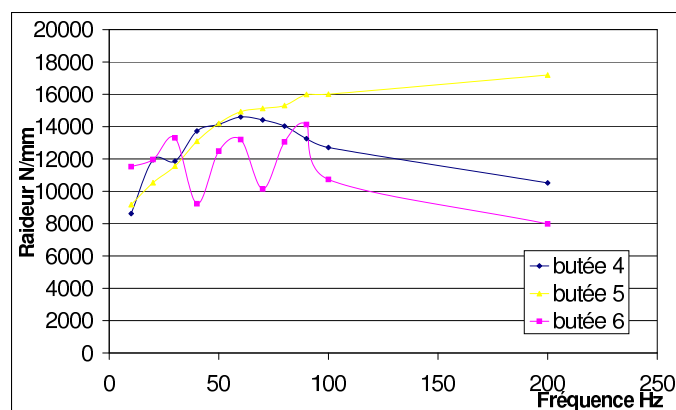


FIG. 5.22 – Évaluation de la raideur des butées 4, 5 et 6.

Il faut prendre en compte la raideur du montage, qui est du même ordre que la raideur de butée mesurée. La raideur a été mesurée en remplaçant la butée normale par une butée en acier taillée dans la masse, nettement plus raide que le reste : la raideur ainsi obtenue est de $3,5 \cdot 10^7$ N/m. En considérant que la raideur de la butée est en série avec celle du montage, la raideur est finalement :

$$\frac{1}{K_{\text{tot}}} = \frac{1}{K_{\text{montage}}} + \frac{1}{K_{\text{butée}}} \Rightarrow K_{\text{butée}} = 2,3 \cdot 10^7 \text{ N/m} \quad (5.22)$$

Modéliser la butée par un couple raideur/amortissement ne permet cependant pas de prendre en compte son écrasement. En effet, avec l'huile s'échappant par le débit de fuite, la remontée de la butée se fait en deux temps, avec deux raideurs distinctes :

1. raideur de l'huile comprimée $2,3 \cdot 10^7$ N/m
2. raideur du ressort du piston 10 N/mm (+ la précharge ≈ 15 N)

Si seule la première raideur (sans jeu) est prise dans le modèle, alors la butée remonte plus vite que la réalité, en particulier à bas régime. Le problème qui se pose est donc de pouvoir déterminer quand passer d'une raideur à l'autre.

5.2.4 Premier modèle de butée hydraulique : raideur avec jeu variable

Ce modèle est très simple car il s'agit simplement de modéliser la butée par une raideur et un amortissement avec un jeu. Cependant le jeu au cours du temps est variable, afin de prendre en compte le débit de fuite provoqué par la compression de butée. Le jeu défini ainsi représente l'écart entre la partie basse du piston de la butée hydraulique, et la surface de l'huile présente dans la chambre haute pression.

Le ressort de la butée a une précharge de l'ordre de 10-15 N, on considère donc qu'il faut une charge F sur la butée supérieure à 10 N pour quelle s'enfonce. Le jeu évolue alors de la manière suivante :

- si $F \geq 10$ N

$$j_i = j_{i-1} + V_e(F) \times \Delta t \quad (5.23)$$

- si $F < 10$ N

$$j_i = j_{i-1} + V_r \times \Delta t \quad (5.24)$$

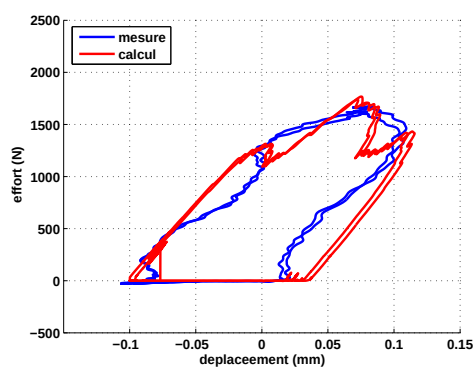
avec j_i le jeu au temps t , j_{i-1} le jeu au temps $t - \Delta t$, $V_e(F)$ la vitesse d'écrasement de la butée (qui dépend de F , comme il a été constaté d'après les essais), et V_r la vitesse de remontée du piston.

Les valeurs employées pour recalculer ces essais sont les suivantes :

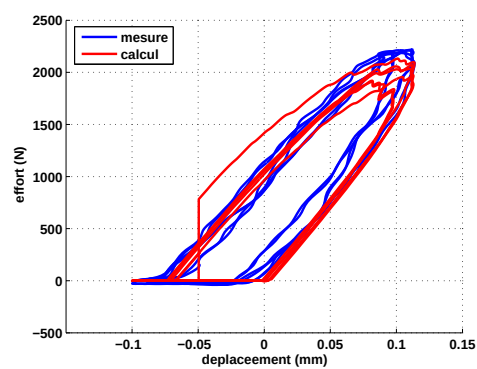
- vitesse d'écrasement $V_e = 1,5 \cdot 10^{-9} * F^2$;
- vitesse de remontée $V_r = 0,01$ m/s.
- raideur et amortissement : $1,5 \cdot 10^{-7}$ N/m et 500 N.s/m

Ces valeurs ont été recalculées par rapport aux essais réalisés sur la butée 3, standard, sans les parties du piston collées. Les deux parties du piston ne doivent en effet pas être collées pour déterminer correctement la vitesse à laquelle le piston remonte. La hauteur de butée pour ces essais est la hauteur normale de la butée dans la culasse, c'est à dire 37,5 mm (hauteur mesurée au sommet de la sphère du piston).

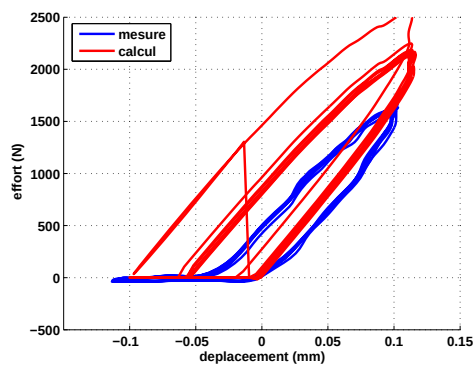
Le déplacement mesuré est utilisé dans le modèle, puis les efforts calculés sont comparés (FIG. 5.23) par rapport à la mesure effectuée. Le modèle permet de correctement reproduire l'effort maximum et la largeur de la boucle, tant que la butée est bien remplie en huile (FIG. 5.23(a) et 5.23(b)). Quand le remplissage de la chambre HP de la butée n'est pas complet (FIG. 5.23(c) et 5.23(d)), le modèle surestime les efforts et la largeur de la boucle. Ce problème est dû à l'émulsion qui se produit forcément au cours du cycle (la chambre HP contient de l'air et de l'huile), et qui diminue la raideur de la butée. Néanmoins, la



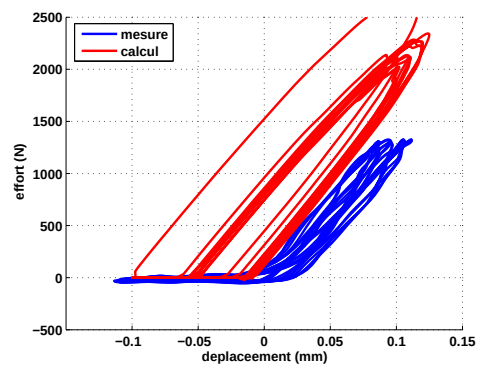
(a) *Fréquence = 10 Hz*



(b) *Fréquence = 30 Hz*



(c) *Fréquence = 50 Hz*



(d) *Fréquence = 70 Hz*

FIG. 5.23 – *Comparaison des efforts calculés et mesurés pour différentes fréquences*

limitation de la vitesse de remontée permet de prendre en compte le remplissage en huile insuffisant (FIG. 5.23(c) et 5.23(d)).

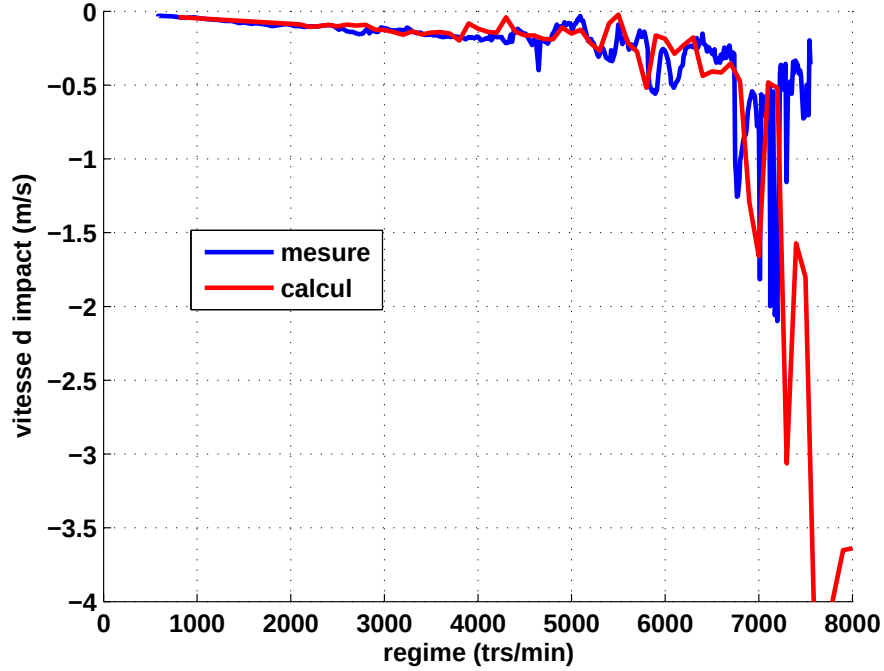


FIG. 5.24 – Vitesse d'impact en fonction du régime : comparaison entre calcul et mesure

Ce modèle est introduit dans le modèle global de la commande de soupape afin d'obtenir un meilleur calcul de la vitesse d'impact de la soupape. Une amélioration est notée par rapport au modèle avec une simple raideur pour la butée : le pic avant 7000 tr/mn a une amplitude plus conforme à ce qui était attendu, malgré un petit décalage en régime. De plus, la vitesse d'impact n'est pas dégradée aux bas et mi-régimes.

Un écrasement de la butée de quelques centièmes de millimètres en fin de levée est obtenu (FIG. 5.25), le jeu est rattrapé en dos de came. Ce déplacement correspond à ce qui est attendu, même s'il n'existe pas encore de mesures de la butée dans la culasse pour le vérifier.

5.2.5 Modélisation par un effort de restitution

Les essais de caractérisation dynamique permettent de réaliser un modèle générant un effort de restitution. Ce type de modèle a été développé par Majid [4] [5] pour modéliser le comportement d'un plot isolant. Lors d'un cycle compression-détente, la courbe effort-déflexion, générée par le frottement du plot, fait apparaître une boucle d'hystérésis. Ces courbes sont alors utilisées pour créer un modèle d'effort de restitution.

Les essais dynamiques de la butée explicités précédemment servent à réaliser un tel modèle. Le déplacement appliqué à la butée hydraulique prend en compte la déformation que subit le montage au cours du cycle, car il faut avoir le déplacement exact du piston de la butée hydraulique. L'effort de restitution R est décrit par l'équation différentielle du premier ordre suivante :

$$\frac{dR}{dt} = \beta \frac{du}{dt} (h - \alpha R) \quad (5.25)$$

avec β une constante, $\alpha = 1$ si la vitesse $\frac{du}{dt}$ est positive et $\alpha = -1$ dans le cas contraire. h est la courbe enveloppe de l'effort R en fonction de u , qui est décrite par deux courbes h^+

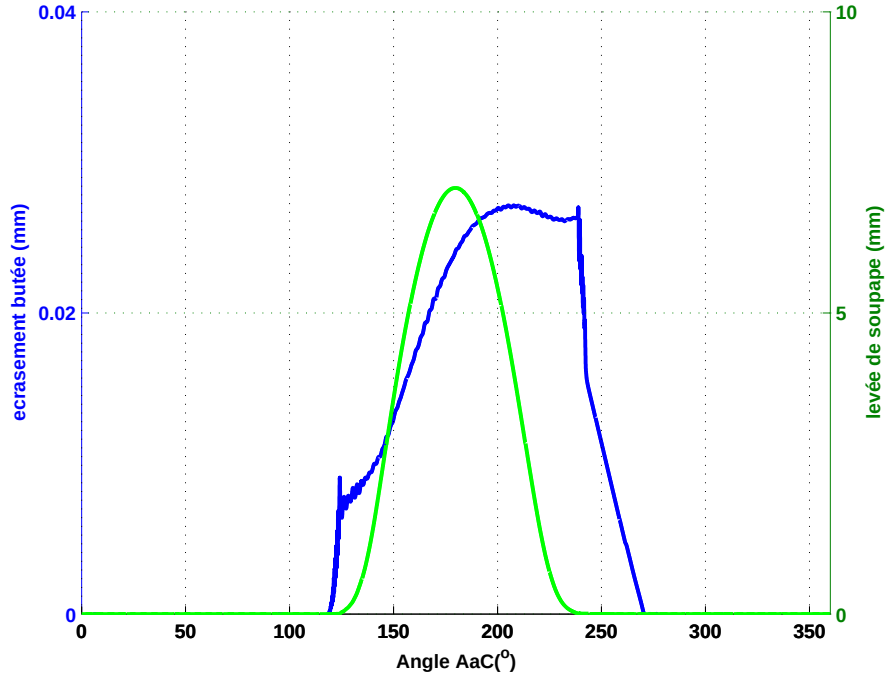


FIG. 5.25 – Écrasement de la butée hydraulique et levée de soupape à 800 tr/mn.

et h^- :

$$h = \frac{1}{2} (\alpha(h^+ + h^-) + (h^+ - h^-)) \quad (5.26)$$

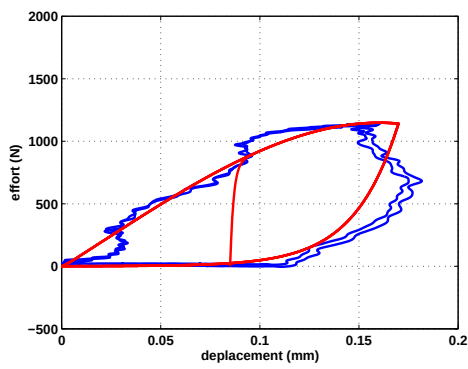
Ces fonctions sont déterminées d'après les mesures des efforts et des déplacements en fonction du temps, sur la butée. La fonction h^- permet de reproduire l'absence d'efforts à la fin de la remontée du piston, et quelle que soit la fréquence : $h^- = 0$.

h^+ décrit la phase de compression de la butée par un polynôme d'ordre 3 à chaque fréquence. Le mouvement, malgré la correction apportée au déplacement, peut toujours être considéré comme sinusoïdal. Cela permet de définir la courbe h^+ en fonction du déplacement et de la vitesse, et d'intégrer ce modèle directement dans le modèle complet de la commande de soupape.

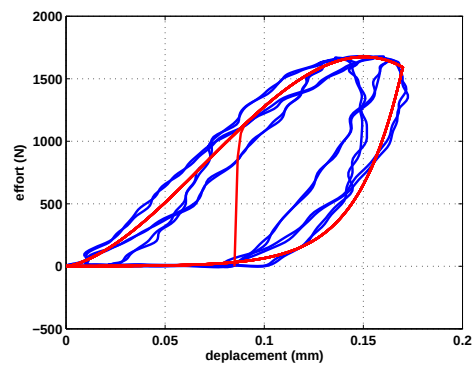
Pour plus de précision dans le modèle on définira pour l'équation (5.25) deux coefficients $\beta^+ = 500$ et $\beta^- = 45$, selon le signe de la vitesse également, au lieu de la seule constante β . Ces deux coefficients permettent de recalibrer le modèle et doivent reproduire le mieux possible la courbe d'essai.

Les essais de la quatrième butée (butée standard avec les deux parties du piston collées) sont utilisés pour le recalibrage de ce modèle. Le cas où la butée n'a pas le temps de remonter avant le cycle de compression suivant est un cas qui n'a jamais été constaté lors des essais. Le déplacement imposé lors de ces essais est nettement plus important que le déplacement subi par la butée dans la culasse en fonctionnement. Coller les deux pistons permet d'augmenter la fréquence jusqu'à laquelle le remplissage se fait complètement. Le modèle basé sur ces essais est ainsi plus stable, car il faudrait une vitesse très élevée pour se retrouver dans le cas où les efforts sont nuls en phase de compression. La hauteur de la butée pour ces essais est de 37,5 mm comme précédemment.

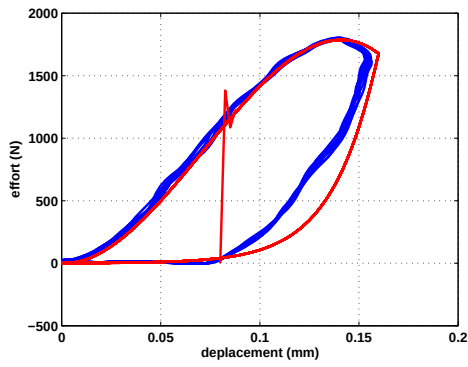
Les résultats obtenus sont corrects, l'interpolation par un polynôme d'ordre 3 permet de reproduire correctement la courbe d'effort quel que soit la fréquence (FIG. 5.26). L'effort négatif qui apparaît à 70 Hz (FIG. 5.26(d)), dû à l'interpolation et sans signification physique, sera annulé dans le programme final. Les oscillations que l'on peut voir sont au



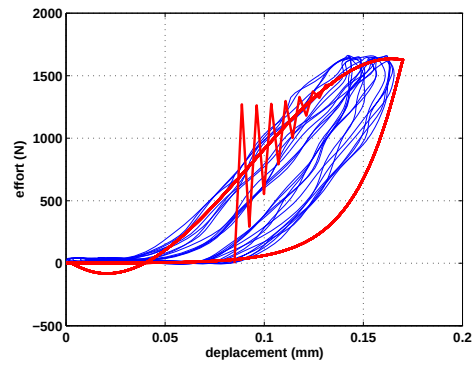
(a) Fréquence = 10 Hz



(b) Fréquence = 30 Hz



(c) Fréquence = 50 Hz



(d) Fréquence = 70 Hz

FIG. 5.26 – *Calcul de l'effort de restitution comparé à la mesure pour différentes fréquences*

début de la courbe, elles sont dues à l'intégration numérique et aux conditions initiales approximatives.

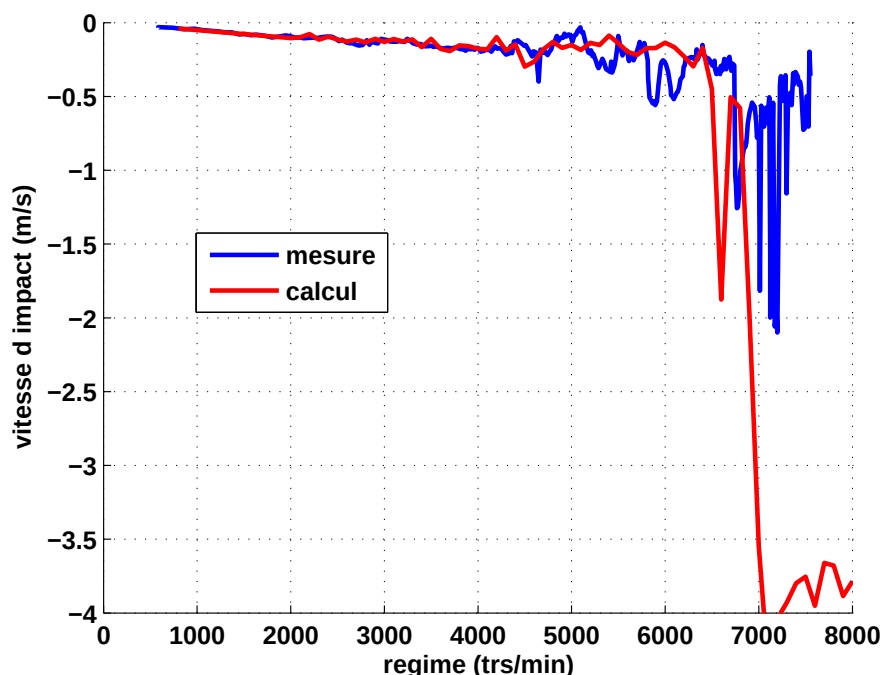


FIG. 5.27 – Vitesse d'impact en fonction du régime : comparaison entre calcul et mesure

Comme pour le modèle précédent, le modèle et ses paramètres sont introduits dans le modèle de commande de soupape. Les résultats sont également améliorés (FIG. 5.27) : l'amplitude de vitesse avant rebond calculée est similaire à celle mesurée sur toute la montée en régime, jusqu'à l'effolement. À partir du premier pic à 6700 tr/mn, le bruit de mesure est en effet important et ne permet pas de déterminer avec précision des valeurs de vitesse qui dépassent de toute façon la limite acceptable de 1 m/s.

Ces deux modèles améliorent la représentation de la butée hydraulique par rapport à la simple raideur. Ils se basent sur des essais dynamiques de la butée isolée. Ces essais sont bien représentatifs du comportement dynamique de la butée dans la culasse malgré que le déplacement imposé soit nettement plus élevé.

Des essais supplémentaires mériteraient d'être faits, car la butée testée isolée n'est pas la même que celle utilisée lors des essais sur la culasse. Des essais supplémentaires de la butée, en prenant une amplitude de déplacement plus faible pourrait également être réalisés. Cela permettrait de monter plus haut en fréquence avant que la butée se vide. Néanmoins, le modèle tel qu'il est actuellement permet de représenter correctement l'écrasement de la butée, et son influence néfaste sur la vitesse d'impact.

Chapitre 6

Modèle VALDYN

VALDYN (distribué par Ricardo) est un logiciel permettant de modéliser le comportement dynamique de la distribution, par des modèles de type masses-raideurs. Il est également conçu afin de modéliser l'entraînement de la distribution, ainsi que le vilebrequin, ce qui autorise à prendre en compte les effets de l'acyclisme. La création du modèle se fait sans difficulté (fig 6.1) par une interface graphique conviviale. La conception du modèle se fait à la fois avec des éléments basiques (masse, raideur, jeu), et avec des macro-éléments conçu pour certains composants (ressort de soupape, came/linguet et butée hydraulique). L'utilisateur a besoin de renseigner :

- les données géométriques de l'ensemble linguet/butée
- la loi de came
- les divers raideurs, amortissements et coefficients de frottement
- les paramètres de calcul : régime, pas de temps, nombre de tours

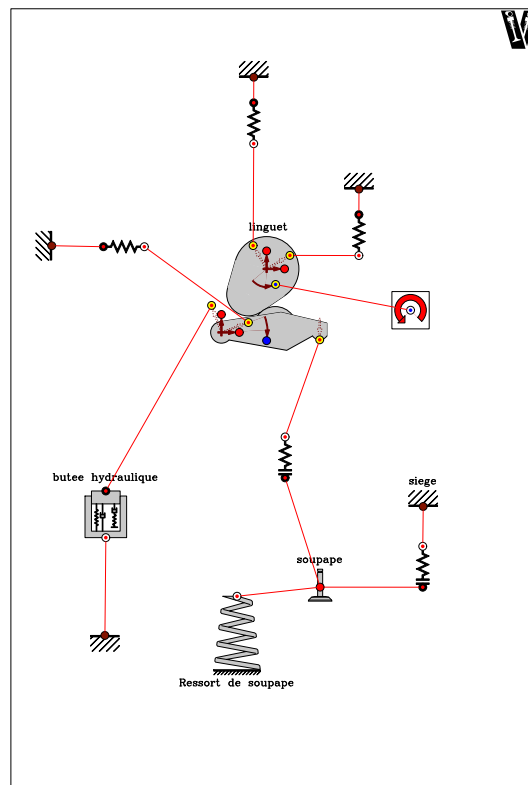


FIG. 6.1 – Modélisation sous ValdYN d'une commande de soupape à linguet et butée hydraulique

6.1 Le ressort de soupape

6.1.1 Recalage du ressort

Le ressort de soupape est recalé en premier, séparément des autres éléments, à partir des trajets de charge et de raideur mesurés.

On définit tout d'abord sous VALDYN les propriétés du fil du ressort et du matériau, le nombre de spires actives et un taux d'amortissement pour la dynamique. Pour recaler le trajet de charge du ressort modélisé sur les essais, il faut définir dans un tableau un effort auquel un certain nombre de spires deviennent jointives (FIG 6.2).

The screenshot shows two windows from the VALDYN software. The left window is the 'Data' dialog with the 'Coil' tab selected, showing input fields for coil properties. The right window is also the 'Data' dialog, but with the 'Fatigue Data' tab selected, showing a table for defining joint points.

Coil Tab Data:

- Number of Nodes per Coil: 8
- Wire Width: 4.1 mm
- Wire Height: 3.27 mm
- Fitted Force: 160 N
- Material Shear Modulus: 81000 MPa
- Material Density: 7143 kg/m³
- Fraction of Critical Damping: 0.055
- Poissons Ratio: 0.29

Fatigue Data Tab Table:

Units for Table Data			
	Mean Coil Diameter	Coil Closure Load	
	mm	N	
	Mean Coil Diameter	Coil Closure Load	Number of Coils
4	22.9	547.94960347	1.264222002
5	22.9	730	1.264222002
6	22.9	547.94960347	0.377502110
7	22.9	424.70207581	.475035367
8	22.9	296.97190014	0.533240521
9	22.9	208.04164833	N/A

FIG. 6.2 – Définition d'un ressort sous VALDYN

Ce tableau est créé comme précédemment (chapitre 4.2.2), en considérant que les spires se ferment symétriquement à partir des spires mortes. Le tableau est donné en définissant l'effort pour chaque vingtième de spire. Une bonne précision est demandée, car VALDYN a tendance à lisser ce qui est défini dans le tableau.

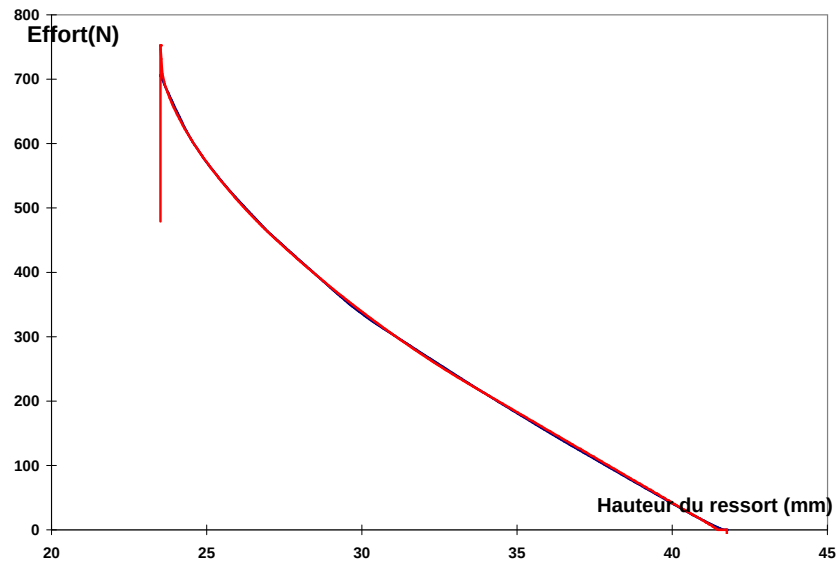
Le résultat actuel donne une précision sur le trajet de charge du ressort à ± 3 Newton, mais les deux sauts de raideurs du ressort K4 utilisé lors des derniers essais, qui sont importants, (FIG. 6.3) sont lissés. En dynamique, le recalage de la fréquence propre du ressort se fait en modifiant la masse volumique du matériau employé pour le ressort.

6.1.2 Comparaison des efforts calculés et mesurés

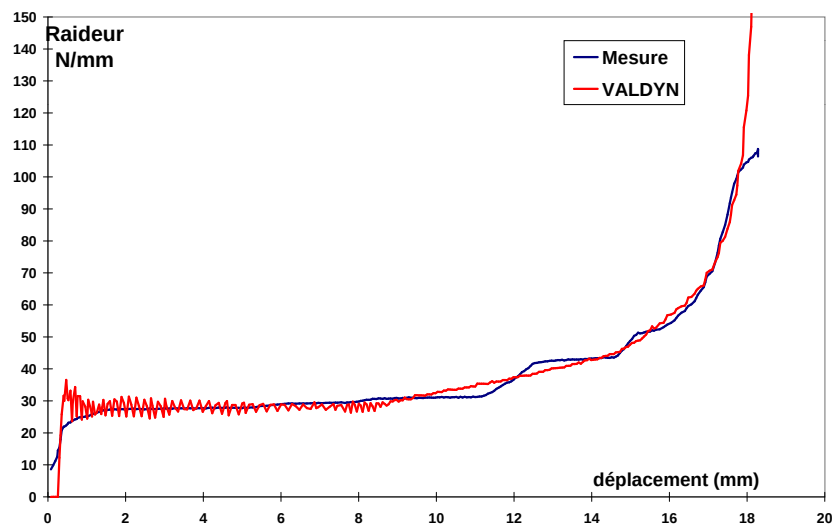
On comparera ici uniquement les efforts du ressort K4, calculés avec le modèle de ressort VALDYN et avec le modèle spécifique vu au chapitre 4.2. Le modèle VALDYN complet est identique à celui du modèle spécifique : seule la modélisation du ressort change. Comme au chapitre 4.2, la comparaison se fait sur les deux même lois : la première loi a une levée de 7,2 mm pour un étalement de 192°, et la seconde a une levée de 9,5 mm pour un étalement de 247°.

On remarque sur les deux premiers graphiques (FIG. 6.4 et 6.5) que à haut régime, les chocs entre spires provoquent un pic d'effort plus important sous VALDYN. De plus, les minima d'efforts sont supérieurs aux deux minima calculés, ces derniers étant très proches l'un de l'autre. Les variations de l'effort maximum calculé avec VALDYN ne se corrèlent pas toujours correctement avec la mesure (à 5000-5500 tr/mn), les résultats du modèle développé (calcul C) étant même meilleurs, renforçant ainsi la conclusion faite à ce chapitre que un ressort à quatre masses par spires actives était suffisant pour retrouver les bonnes variations d'amplitudes du ressort.

À 1000 tr/mn, les efforts calculés et mesurés sont quasiment identiques : de légères différences sont visibles, mais elles peuvent être dues à la différence entre levée calculée et levée mesurée (30 μ m) où sont de l'ordre de l'erreur de mesure commise. Les deux résultats de calcul présentent également des oscillations trop importantes, en dos de came



(a) Charge du ressort de la culasse K4



(b) Raideur du ressort

FIG. 6.3 – Comparaison des trajets de charge et de raideur *calculés avec VALDYN* et *mesurés*

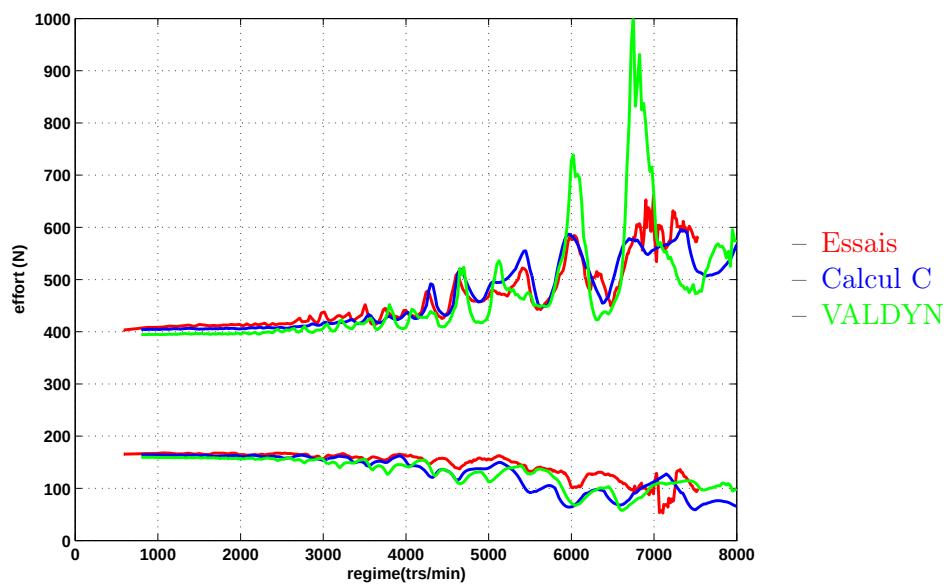


FIG. 6.4 – Comparaison des maxima et minima de l'effort sous ressort pour la loi 1

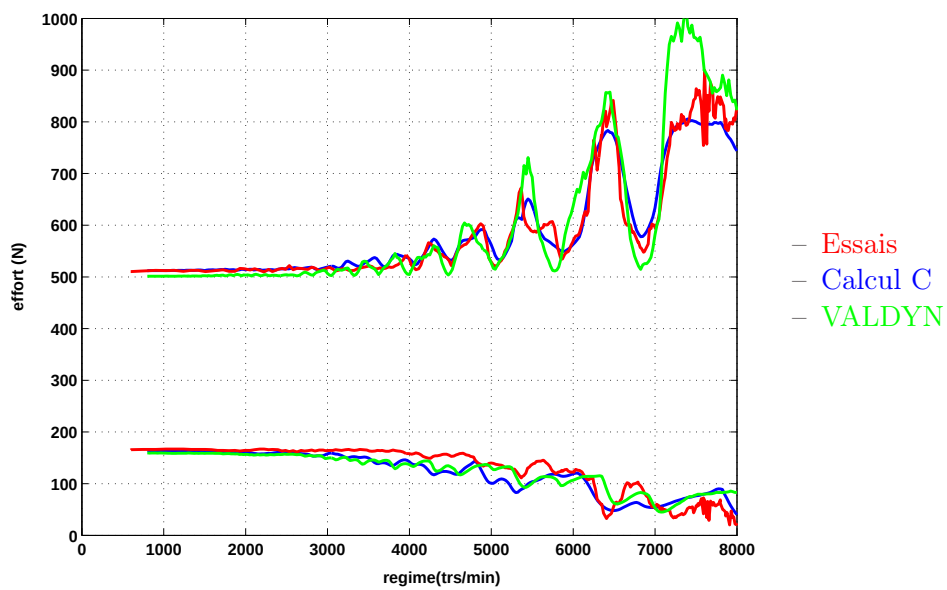


FIG. 6.5 – Comparaison des maxima et minima de l'effort sous ressort pour la loi 2

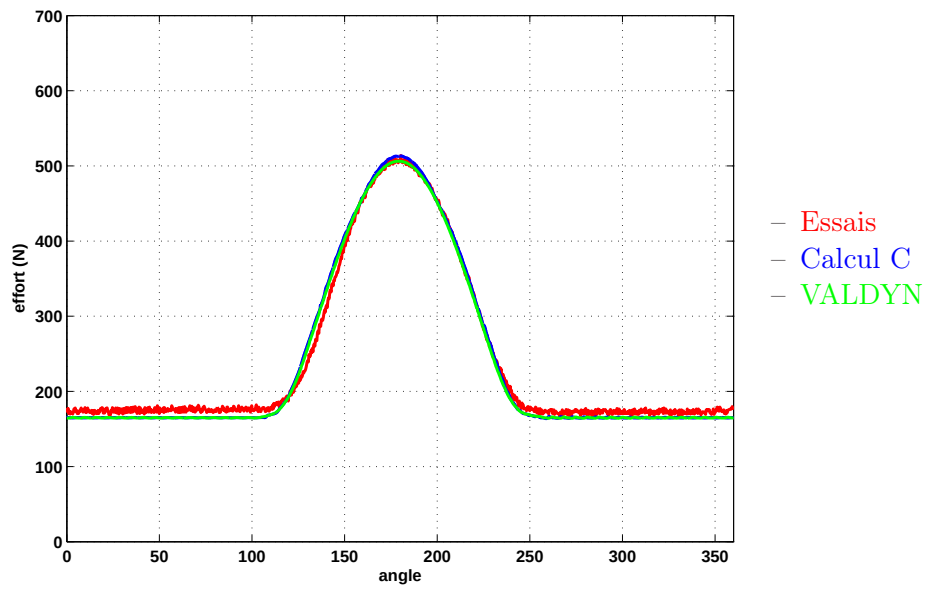


FIG. 6.6 – Comparaison de l'effort sous ressort pour la loi 2 à 800 tr/mn

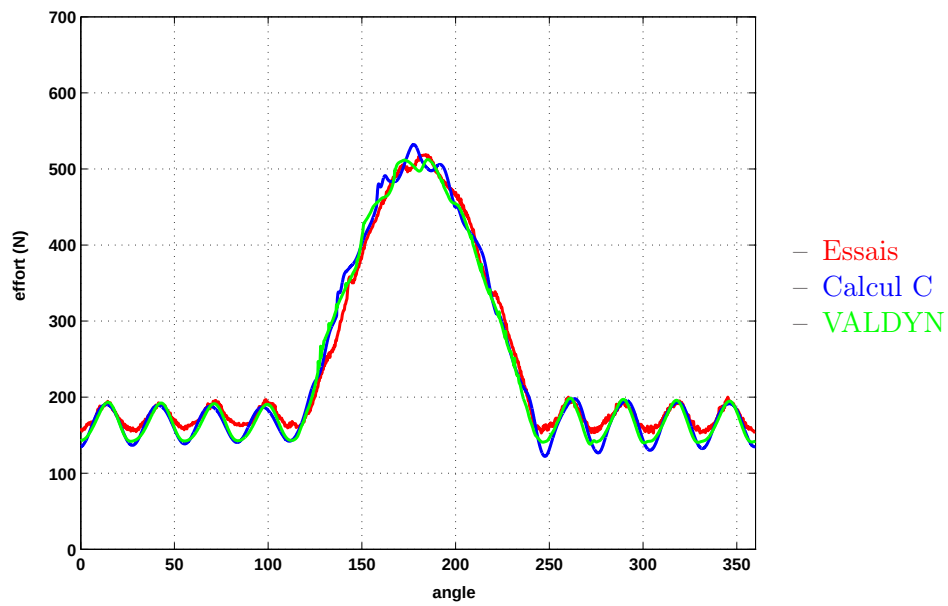


FIG. 6.7 – Comparaison de l'effort sous ressort pour la loi 2 à 4500 tr/mn

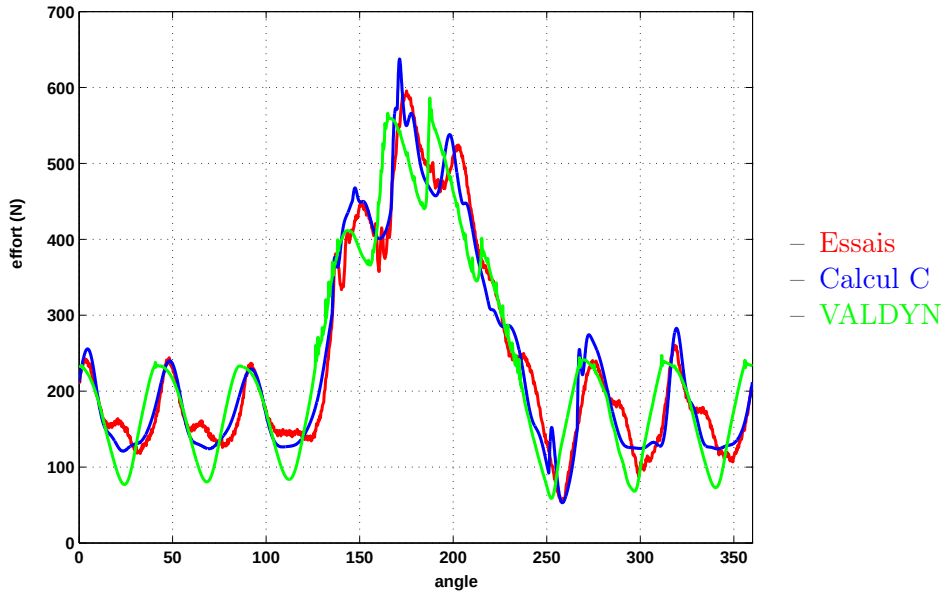


FIG. 6.8 – Comparaison de l'effort sous ressort pour la loi 2 à 7000 tr/mn

à 4500 et 7000 tr/mn (FIG. 6.7 et 6.8), par rapport aux mesures. Les oscillations du modèle VALDYN s'amortissent moins également : les minima des oscillations en dos de came sont trop importants. Les oscillations calculées en sommet de came ont des amplitudes qui sont correctes par rapport aux essais, mais elles sont plus déphasées. Les propriétés des raideurs de contact entre les différents éléments de spire ne peuvent pas être modifiées dans VALDYN. Elles s'établissent à 10^7 N/mm pour la raideur et 100 N.s/m pour l'amortissement. Un coefficient d'amortissement global (en % de l'amortissement critique) est à renseigner pour définir les amortissements du ressort. La raideur fixe limite le nombre de masses par spires à prendre pour le ressort à 8 maximum, le modèle à 20 masses par spires est instable car la différence entre la raideur de contact et la raideur d'un élément de spire n'est pas assez importante.

Le modèle VALDYN reproduit donc correctement les efforts sous ressort quel que soit le régime. De même qu'au chapitre 4.2, les différences observées par rapport à la mesure peuvent être dues aux approximations du modèle, qui néglige les efforts de torsion et transversaux. Les résultats du modèle développé au chapitre 4.2 sont cependant meilleurs, avec un amortissement des efforts en dos de came qui est plus proche de ce qui est observé lors des mesures. Ce modèle donne en effet plus de libertés pour mieux régler les amortissements par rapport au modèle de ressort VALDYN, ou on définit un amortissement identique pour tout le ressort.

6.2 Modèle monoposte complet

Les différents paramètres de recalage du modèle sont du même ordre que le modèle présenté au chapitre 5. Les paramètres initiaux sont ceux conseillés par le manuel du logiciel. Le modèle obtenu était alors trop raide, avec une levée dynamique trop faible en particulier. Les raideurs et amortissements du modèle ont également été optimisés sur une loi afin de reproduire au mieux les courbes de levée à haut et bas régime. La masse de la soupape a également été légèrement recalée pour améliorer la corrélation calcul/essai. Les différents paramètres du modèle sont donnés dans le tableau 6.1.

La levée dynamique est correctement reproduite (FIG. 6.9), le régime d'affolement est

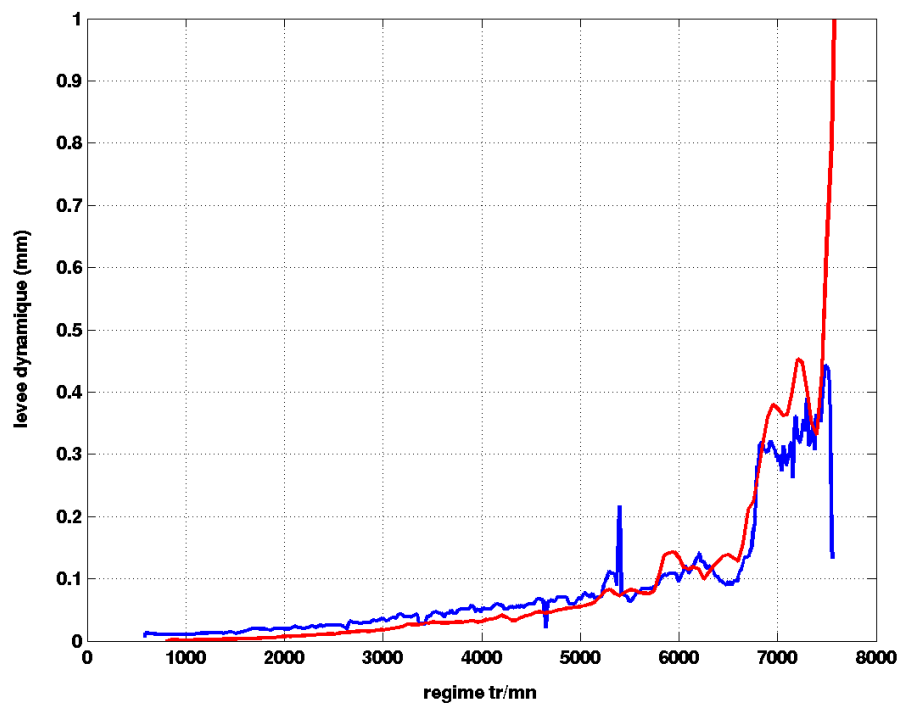


FIG. 6.9 – *Levée dynamique maximum sur la montée en régime, comparaison du calcul Valdyn et de la mesure*



FIG. 6.10 – *Vitesse avant rebond en fonction du régime, comparaison du calcul Valdyn et de la mesure*

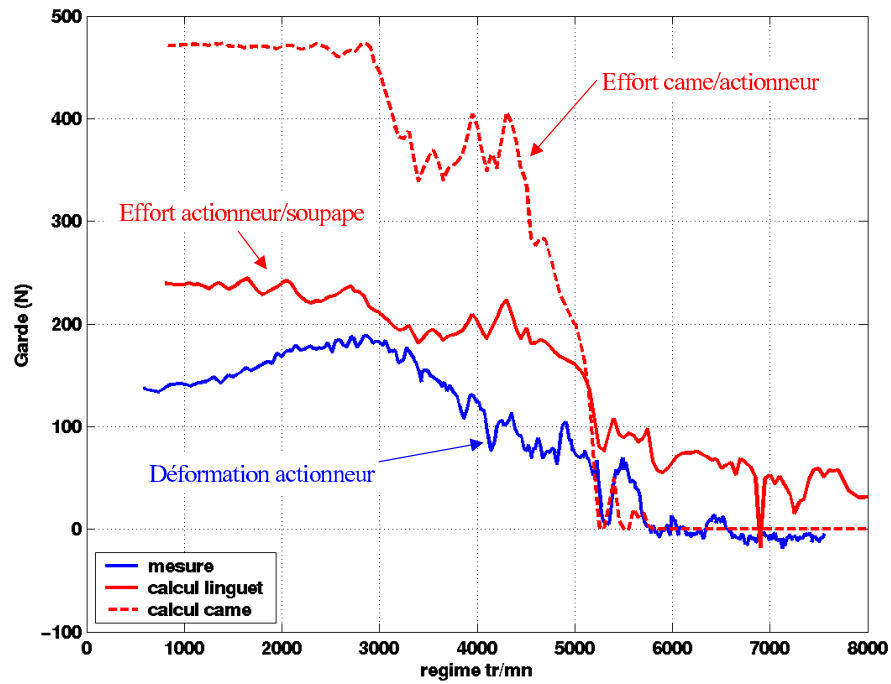


FIG. 6.11 – Garde à l’affolement en fonction du régime, comparaison du calcul Valdyn et de la mesure

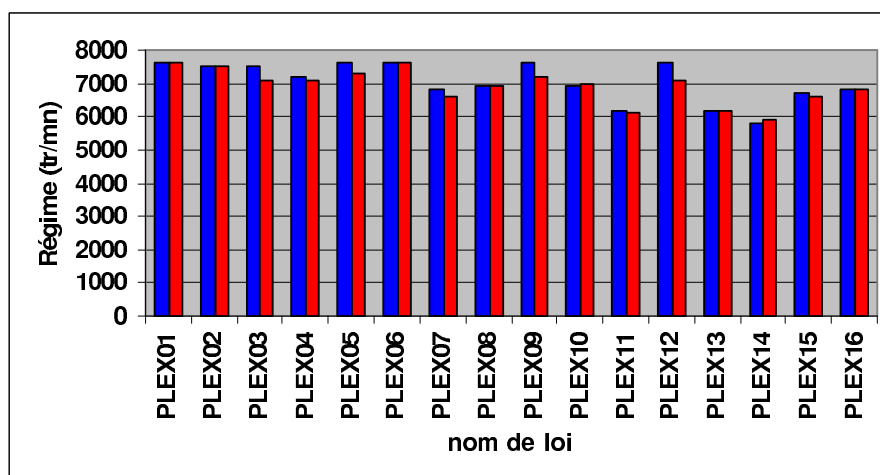


FIG. 6.12 – Régime d’affolement pour les 16 lois expérimentales, comparaison du *calcul* Valdyn et de la *mesure*

Raideur came/linguet (N/m)	$2,99.10^7$
Amortissement came/linguet (N.s/m)	520
Raideur linguet/soupape (N/m)	$1,83.10^7$
Amortissement linguet/soupape (N.s/m)	581
Raideur butée verticale (N/m)	$1,37.10^7$
Amortissement butée verticale (N.s/m)	1968
Raideur butée horizontale (N/m)	$1,4.10^7$
Amortissement butée horizontale (N.s/m)	200
Raideur siège (N/mm)	10^8
Amortissement siège (N.s/m)	700
Masse soupape (g)	42,9
Masse linguet (g)	40
Inertie linguet (Kg/m^3)	19,5
nombre de masses par spires du ressort	8
densité matériau ressort (kg/m^3)	8400
fraction amortissement critique ressort	0,15
coef. de frottement linguet/soupape	0,016
coef. de frottement came/linguet	0,02
coef. de frottement linguet/butée	0,006

TAB. 6.1 – Valeurs numériques des différents paramètres du modèle VALDYN

prédit avec une bonne précision. Sur l'ensemble des lois essayées, le calcul fournit de bons résultats par rapport à la mesure, avec des écarts faibles.

La vitesse avant rebond n'est pas très bien reproduite, avec le pic qui n'est pas assez prononcé (FIG. 6.10). Cela est en partie dû à la butée hydraulique, qui n'est modélisé que par une simple raideur. La courbe de garde linguet/soupape a une allure assez différente de la mesure (FIG. 6.11), ce qui n'est pas le cas du modèle de linguet précédent (FIG. 5.8), où les mêmes variations d'efforts aux mêmes régimes que la mesure sont retrouvées. Les fréquences propres du linguet ne sont ici pas très bien reproduites par le modèle, ce qui affecte donc les calculs de la garde et de la vitesse d'impact. La garde came/linguet permet par contre de correctement retrouver le régime de garde nulle obtenu lors des essais.

Ce modèle fournit finalement des résultats moins bons que les derniers modèles développés aux chapitres 4.2 et 5, mais les écarts avec la mesure restent acceptables pour les calculs des régimes d'affleurement et de garde nulle. Un recalage avec la butée hydraulique en place a été réalisé, mais du «pump-up» était obtenu à haut régime alors qu'il n'y en a pas ici. L'ajout de la butée hydraulique n'a pas permis d'améliorer significativement la précision de la vitesse d'impact de la soupape. Les différences observées par rapport au modèle précédent peuvent s'expliquer par une modélisation légèrement différente de l'actionneur, et la présence des paliers de l'arbre à cames, même s'ils sont très raides ($1,5.10^8$ N/m). Des calculs éléments finis réalisés sur la culasse donnent une raideur pour les paliers de 2.10^8 N/m (selon une note interne Renault).

Le logiciel permet cependant de modéliser simplement l'ensemble de la distribution, et de voir l'influence des paramètres extérieurs qui agissent sur la commande de soupape : pression de combustion et acyclisme en particulier. L'absence de mesures sur la distribution complète ne permet cependant pas de valider ces modèles. Modéliser seulement une commande de soupape a permis cependant de calculer avec assez de précision le comportement dynamique de la commande de soupape pour estimer les régimes d'affleurement.

Conclusion

Un bon comportement dynamique de la commande de soupape est nécessaire pour la fiabilité du système. La création d'un modèle numérique modélisant le comportement de la distribution est ainsi un bon moyen pour réduire le temps de conception de la distribution en permettant de réduire le nombre d'essais nécessaires à la validation du système. Cela permet également d'optimiser la cinématique de la distribution. Le modèle devra donc être assez fiable pour reproduire correctement le déplacement de la soupape, les efforts mis en jeu, et pour prédire quand il y aura des chocs et un rebond de soupape trop important.

L'objectif de la thèse est de créer un modèle numérique permettant de prédire le comportement dynamique de la commande de soupape avec ou sans rattrapage de jeu hydraulique.

La modélisation du comportement dynamique de la distribution est amélioré au fur et à mesure. Le but principal du calcul est de déterminer quel est le régime d'affolement du moteur, et quand ont lieu les pertes de contact.

En premier lieu, un plan d'expérience (PLEX) sur les lois de levée de soupape est réalisé. Différentes valeurs des paramètres définissant le premier pic d'accélération sont modifiées dans ce plan d'expérience, sans que la levée maximale de la soupape soit changée. Ces essais permettent de déterminer les régimes d'excès et de garde critiques pour le fonctionnement de la distribution. Cependant ce modèle ne fonctionne correctement que si les paramètres des lois respectent les limites fixées par le PLEX, ainsi que la levée maximum. Le plan d'expérience constitue donc une première approche pour déterminer quels paramètres de la loi il faut modifier afin d'améliorer le comportement dynamique. Il est cependant trop restrictif pour pouvoir être utilisé, et ne peut en aucun cas être prédictif puisqu'il faut d'abord faire plusieurs essais pour construire le modèle.

Afin de calculer l'excès à l'ouverture de la soupape, ceci quel que soit la levée de soupape et la cinématique, un modèle à un degré de liberté est réalisé. L'unique degré de liberté représente la soupape, qui est en contact avec l'actionneur, le siège (possibilité de séparation pour ces deux contacts) et avec le ressort qui doit maintenir le contact actionneur/soupape. Ce modèle est simple à réaliser et est construit avec des paramètres connus (masse mobile globale, raideur moyenne du ressort). Ce modèle permet déjà de comparer différentes lois de levée, mais sa précision est insuffisante à haut régime.

Ce modèle manque de précision principalement car la dynamique du ressort n'est pas modélisée. En effet :

1. le ressort est l'élément le plus souple de la distribution (environ 100 fois moins raide que les autres composants)
2. suite à l'excitation harmonique de la loi de came, les spires centrales du ressort oscillent et génèrent ainsi des variations d'efforts pouvant dépasser les 100 N.

Une modélisation affinée du ressort est réalisée afin de prendre en compte la dynamique interne de ce composant.

Le ressort est ainsi modélisé par une suite de masses et de raideurs en série, représentant chacune une fraction du ressort. Un premier modèle simple composé de 3 masses et 4

CONCLUSION

raideurs est réalisé. Ce modèle permet de prendre en compte la dynamique du ressort, en particulier sa réponse selon les harmoniques de la loi de levée de soupape. Mais il est nécessaire, pour avoir plus de précision sur le ressort étudié, de prendre en compte les contacts entre les spires se produisant durant la levée de soupape. En effet, ces contacts modifient la fréquence propre du ressort et son amortissement. Afin de prendre en compte cela, des raideurs de contacts sont rajoutées au modèle précédent, avec des jeux représentant la distance entre les spires du ressort, pour les éléments du ressort. La modélisation du ressort utilise une mesure quasi-statique assez simple, et les données fournies par la métrologie, mais les autres paramètres du modèle ont nécessité d'être recalés.

Le modèle de la commande de soupape comprenant donc une masse pour l'inertie de l'ensemble basculeur/soupape, et ce modèle de ressort multi-masses donne de bons résultats. La prédiction de l'excès et du régime d'affolement est très bonne quelle que soit la loi de came, et le régime de perte de contact came/actionneur est également retrouvé. Le modèle permet également de vérifier que le contact des spires en dos de came amorti nettement les oscillations d'effort. La diminution de ces oscillations, également dans la phase de levée de la soupape, autorise ainsi la distribution à tourner à un régime plus élevé, par rapport à un ressort dont les spires ne rentrent pas en contact en dos de came. En revanche, il n'est pas encore possible de bien reproduire les efforts du linguet, et la vitesse d'impact de la soupape en fin de levée. La modélisation de la soupape et de l'actionneur par un seul degré de liberté ne se montre pas assez précise pour ces prévisions. De surcroît, le linguet et la butée sont les éléments de la distribution les plus souples après le ressort.

Afin de résoudre ce problème, le linguet est modélisé séparément. Le linguet est ainsi modélisé par deux degrés de liberté, ce qui autorise à prendre en compte le possible écrasement du centre de rotation du basculeur :

- un pour le déplacement vertical du centre de rotation
- un pour la rotation du basculeur

Un premier modèle considérant la butée comme une simple raideur est réalisé.

La butée est modélisée plus finement afin de calculer correctement tous les critères. Un modèle régulièrement retrouvé dans la bibliographie est un modèle comprenant les équations hydrauliques représentant les échanges d'huile entre les chambres basse et haute pression. Ce modèle est présent dans le logiciel VALDYN, et est donc testé sur un cas très simple : l'écrasement quasistatique de la butée sous une charge constante. Ce modèle ne permet pas d'obtenir la bonne vitesse d'écrasement pour toutes les charges. Il est équivalent à un amortissement constant, alors que vraisemblablement, la pression due à la charge a tendance à gonfler le corps de la butée, donc à augmenter le jeu corps/piston, et ainsi diminuer l'amortissement équivalent.

Des essais de caractérisation dynamique sur la butée seule, mais alimentée en huile, sont réalisés. Le piston de la butée est soumis à un déplacement imposé (sinusoïdal, à différentes fréquences), et on mesure les efforts consécutifs au déplacement. La courbe effort-déflexion mesurée met en évidence les raideurs de l'huile et du piston de la butée. Deux modèles, conçus d'après ces essais, sont réalisés :

- un modèle combinant une raideur et un déplacement supplémentaire équivalent à l'écrasement correspondant au débit de fuite
- un modèle donnant un effort de restitution, calculé d'après les courbes effort/déflexion aux différentes fréquences.

Les résultats obtenus avec ces deux derniers modèles permettent de mieux estimer les efforts du linguet. La perte de contact dans la distribution se produit d'abord entre la came et le linguet, puis entre le linguet et la soupape quand il y a une forte décohésion dans la distribution. Le régime où la garde devient nulle s'obtient ainsi par le calcul des efforts entre came et linguet. Le contenu fréquentiel du système est nettement mieux représenté par ce modèle, les différents pics d'efforts sont bien reproduits. Le calcul de la vitesse d'impact de

CONCLUSION

la soupape a également été amélioré en considérant la butée comme une raideur simple, mais cette vitesse reste sous-estimée lors de certains régimes critiques. Les deux modèles de butée suivants, plus précis, permettent de reproduire un écrasement de butée plus réaliste, et la vitesse d'impact aux régimes critiques est équivalente à celle mesurée. La vitesse d'impact importante relevée lors des essais est donc en partie la conséquence de l'écrasement de la butée hydraulique.

La butée utilisée lors des essais butée isolée et des essais de distribution n'est cependant pas la même. Une campagne d'essais supplémentaire serait donc souhaitable pour affiner la modélisation de la butée. De plus, un nouveau banc d'essai spécifique devrait permettre de mesurer directement son déplacement dans la culasse.

La modélisation de la distribution affinée au fur et à mesure permet d'améliorer le calcul des différents critères de validation de la distribution. Le modèle réalisé avec VALDYN d'une commande de soupape ne se montre pas aussi précis que le dernier modèle développé.

Ce modèle ne permet pas encore d'être prédictif si des composants nouveaux sont essayés. Les essais de divers composants puis leur modélisation permettront de mieux connaître les paramètres des modèles, et ainsi d'être prédictifs sur une nouvelle cinématique.

Le modèle numérique, une fois recalé, permet cependant de calculer le régime d'affolement quel que soit le profil de came. Cela permet déjà donc d'éviter un grand nombre d'essais, mais aussi d'optimiser la loi de came en se servant des résultats de calcul dynamique.

Bibliographie

- [1] AHN K., KIM S. *Influence of spring dynamics and friction on a spring-actuated cam system*. Archive of Applied Mechanics, 2001. vol. 71, pp. 497–508.
- [2] AKIBA K., KAKIUCHI T. *A Dynamic Study of Engine Valving Mechanisms : Determination of the Impulse Force Acting on the Valve*. SAE Technical Paper Series, 1988. no. 880389, p. 6.
- [3] AKIBA K., SHIMIZU A., SAKAI H. *A Comprehensive Simulation of High Speed Driven Valve Trains*. SAE Technical Paper Series, 1981. no. 810865, p. 18.
- [4] AL MAJID A., DUFOUR R. *Formulation of a hysteretic restoring force model. Application to vibration isolation*. Nonlinear Dynamics, 2002. vol. 27 no. 1, pp. 69 – 85. ISSN 0924-090X.
- [5] AL MAJID A., DUFOUR R. *Harmonic response of a structure mounted on an isolator modelled with a hysteretic operator : Experiments and prediction*. Journal of Sound and Vibration, 2004. vol. 277 no. 1-2, pp. 391 – 403. ISSN 0022-460X.
- [6] ASMUS T. *Valve events and engine operation*. SAE Technical Paper Series, 1982. no. 820749.
- [7] BAGCI C., KURNOOL S. *Exact Response Analysis and Dynamic Design of Cam-Follower systems Using Laplace Transforms*. ASME Journal of Mechanical Design, September 1997. vol. 119, pp. 359–369.
- [8] BANIASAD S., EMES M. *Design and development of method of valve train friction measurement*. SAE Technical Paper Series, 1998. no. 980572.
- [9] BERLIOZ A., FAYOLLE J. *Comportement dynamique des ressorts et plus particulièrement des ressorts de soupape des moteurs à piston*. Mécanique - Matériaux - Électricité, 1981. no. 380-381, pp. 299–306.
- [10] CARLINI A., RIVOLA A. *A non linear elastodynamic model of a camshaft supported by journal bearings*. In : *Proceedings of AIMETA'03 - 16th AIMETA Congress of Theoretical and Applied Mechanics*. Ferrara, Italy.
- [11] CARLINI A., RIVOLA A., DALPIAZ G., et al. *Valve motion measurements on motorbike cylinder heads using high speed laser vibrometer*. In : *Proceedings of the 5th International Conference on Vibration Measurements by Laser Techniques*. Ancona, Italie.
- [12] CHAN C., PISANO A. *Dynamic Model of a Fluctuating Rocker-Arm Ratio Cam System*. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, September 1987. vol. 109, pp. 356–365.
- [13] CHOI J.K., MIN B.S., OH D.Y. *Influence of spring dynamics and friction on a spring-actuated cam system*. SAE Technical Paper Series, 1995. no. 952472.
- [14] COLOMBO T., PAGLIARULO V., VIRGILIO U. *Computer simulation of the dynamic behaviour of the overhead camshafts valve train assembly with hydraulic lash adjusters*. FISITA paper, 1990. vol. 905174, pp. 435–450.
- [15] CRANE M., MEYER R. *A process to predict friction in an automotive valve train*. SAE Technical Paper Series, 1990. no. 901728.

BIBLIOGRAPHIE

- [16] DALPIAZ G., RIVOLA A. *A model for the elastodynamic analysis of a desmodromic valve train.* In : *Proceedings of the Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms.* Oulu, Finland.
- [17] DALPIAZ G., RIVOLA A. *A non-linear elastodynamic model of a desmodromic valve train.* Mechanism and Machine Theory, 2000. vol. 35, pp. 1551–1562.
- [18] DAVID J., COVEY J. *Motorsports Research at North Carolina State University.* SAE Technical Paper Series, 1996. no. 962497, pp. 9–13.
- [19] DAVID J., KIM D., COVEY J. *Optimal Design of High Speed Valve train Systems.* SAE Technical Paper Series, 1994. no. 942502, pp. 103–109.
- [20] FUKUOKA S., HARA N., MORI A., et al. *Friction loss reduction by new lighter valve train.* SAE Technical Paper Series, 1996. no. 968197.
- [21] GEOFFROY B. *Distribution à soupapes.* Techniques de l'ingénieur, 1995. vol. B 2805.
- [22] GIRONNET B., LOURADOUR G. *Comportement dynamique des ressorts.* Techniques de l'ingénieur, 1983. vol. B610.
- [23] GUILPIN C. *Manuel de calcul numérique appliqué.* Les Ulis (Essone) : EDP Sciences, 1999, 577 pp.
- [24] HANACHI S., FREUDENSTEIN F. *The Development of a Predictive Model for the Optimization of High-Speed Cam-Follower Systems with Coulomb Damping Internal Friction and Elastic and Fluidic Elements.* Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, December 1996. vol. 108, pp. 506–515.
- [25] HANAOKA M., FUKUMURA S. *A study of valve train noises and a method of cam design to reduce the noises.* SAE Technical Paper Series, 1973. no. 730247.
- [26] HARDIMAN J., SPECKHART F. *Fourier cam design techniques.* SAE Technical Paper Series, 1971. no. 710544.
- [27] HEATH A. *Valve train design for multivalve automotive gasoline engines.* SAE Technical Paper Series, 1988. no. 885133.
- [28] HODGETTS D. *The dynamic response of crankshafts and camshafts.* FISITA paper, 1986. no. 865025.
- [29] HOLLINGWORTH P., HODGES R. *The History and Mathematical Development of cam Profile Design in Rover.* SAE Technical Paper Series, 1991. no. C247/1/207.
- [30] HSU W., PISANO A. *Modeling of a finger follower cam system with verification in contact forces.* ASME Journal of Applied Mechanics, 1993. vol. 57.
- [31] HUNDAL M. *Aid of analysis of rigid spring-loaded valve mechanisms.* SAE Technical Paper Series, Nov 1962. no. 596B.
- [32] IRITANI T., SHOZAKI A., SHENF B. *Prediction of the dynamic Characteristics in valve train design of a diesel engine.* SAE Technical Paper Series, 2002. no. 2002-32-1839.
- [33] ISAAC H., CHEN J.S. *Dynamic analysis of a 3D finger follower valve train system coupled with flexible camshafts.* SAE Technical Paper Series, 2000. no. 2000-01-0909.
- [34] JOHNSON G. *studying valve dynamics with electronic computers.* SAE Technical Paper Series, Nov 1962. no. 596C.
- [35] KANARACHOS A., KOULOCHERIS D., VRAZOPOULOS H. *Design of a cam for the guidance of an elastic valve system using linear neural networks.* SAE Technical Paper Series, 2000.
- [36] KANESAKA H., AKIBA K. *A New method of valve cam design - HYSDYNE cam.* SAE Technical Paper Series, 1977. no. 770777.
- [37] KANZAKI T., HARA N., MORI A., et al. *Advantage of lightweight valve train component on engines.* SAE Technical Paper Series, 1998. no. 980573.

BIBLIOGRAPHIE

- [38] KATOH A., YASUDA Y. *An Analysis of friction Reduction Techniques for the Direct-Acting Valve Train System of a New-Generation Lightweight 3-Liter V6 Nissan Engine*. SAE Technical Paper Series, 1992. no. 940992, pp. 115–122.
- [39] KERIBAR R. *A Valvetrain Design Analysis Tool with Multiple Functionality*. SAE Technical Paper Series, 2000. no. 2000-01-0562, p. 15.
- [40] KIM D., DAVID J. *A combined Model for High Speed Valve Train Dynamics (Partly Linear and Partly Nonlinear)*. SAE Technical Paper Series, 1990. no. 901726, p. 11.
- [41] KIM D., YUN J., NOH S., et al. *A study on the friction loss of automotive engine valve train*. SAE Technical Paper Series, 1999. no. 1999-08-0323.
- [42] KOSUGI T., SEINO T. *Valve Motion Simulation Method for High-Speed Internal combustion Engines*. SAE Technical Paper Series, 1985. no. 850179, p. 10.
- [43] KREUTER P., MAAS G. *Influence of Hydraulic Valve Lash Adjusters on the Dynamic Behavior of Valve Trains*. SAE Technical Paper Series, 1986. no. 870086.
- [44] KREUTER P., PISHINGER F. *Valve train Calculation Model with Regards to oil Film Effects*. SAE Technical Paper Series, 1985. no. 850399.
- [45] KURISU T., HATAMURA K., OMOTI H. *A study of jump and bounce in a valve train*. SAE Technical Paper Series, 1991. no. 910426, p. 8.
- [46] LIM C., EVANS H., SNIDLE R. *Kinematics and Lubrication Conditions at Cam Contact in a Centrally Pivoted Cam-Finger Follower*. SAE Technical Paper Series, 1983. no. 830309, p. 52.
- [47] LIN Y., RAMACHANDRA P., TANAKA Y., et al. *Valve train dynamic analysis and validation*. SAE Technical Paper Series, 2004. no. 2004-01-1457.
- [48] LINDHOLM P., SPIEGELBERG C., ANDERSSON S., et al. *Contact conditions in a cam and roller contact*. In : *World Tribology Congress WTC2001*. Vienne Autriche, p. 4.
- [49] LIOU J., HUANG G., HSU W. *Experimental Study of a Variable Pressure Damper on an Automotive Valve Train*. ASME Journal of Mechanical Design, June 1998. vol. 120, pp. 279–281.
- [50] MATSUDA T., SATO M. *Dynamic modeling of cam and follower system - evaluation of one degree of freedom model*. ASME Journal of Applied Mechanics, Design Engineering Division, 1989. vol. 18 no. 4, pp. 79–84.
- [51] MERGEN H., HARRALSON J. *Valvetrain Response Prediction Using Advanced Continuous Simulation Language*. SAE Technical Paper Series, 1996. no. 962512, pp. 101–110.
- [52] MICHEL P. *Préparation des moteurs*. E.T.A.I., 1991. 207 p.
- [53] MITCHELL B., DAVID J., COVEY J. *Torsional Vibration Analysis of belt-driven Camshafts in a High Speed IC Engine*. SAE Technical Paper Series, 1994. no. 942503, pp. 111–118.
- [54] MITCHELL D. *Tests on dynamic response of cam follower systems*. Mechanical Engineering, 1950. vol. 72, pp. 467–471.
- [55] NAGAYA K., WATANABE K., TSUKAHARA Y. *Vibration analysis of high rigidity driven valve system of internal combustion engines*. Journal of Sound and Vibration, 1993. vol. 165 no. 1, pp. 31–43.
- [56] NAKANO Y., MATSUOKA S., MATSUURA M. *Development of HLA for high Speed Motorcycle Engine*. SAE Technical Paper Series, March 1983. no. 830090, p. 10.
- [57] NISHIURA H., AKAHANE H. *Valve gear movement simulation*. SAE Technical Paper Series, 1991. vol. C430 no. 914147.

BIBLIOGRAPHIE

- [58] NORTON R. *Cam design and Manufacturing handbook*. New York : Industrial Press, 2002, 610 pp.
- [59] NORTON R., EOLANI D., WESTBROOK J., et al. *Effect of Valve-Cam Ramps on Valve Train Dynamics*. SAE Technical Paper Series, 1999. no. 1999-01-0801, p. 8.
- [60] NORTON R., STENE R., WESTBROOK J., et al. *Analysing Vibrations in an IC Engine Valve Train*. SAE Technical Paper Series, 1998. no. 980570, pp. 63–70.
- [61] OZGUR K., PASIN F. *Separation phenomena in force closed cam mechanism*. Mech. Mach. Theory, 1996. vol. 31 no. 4, pp. 487–499.
- [62] PARK D., DAVID J. *Development of a Locally Nondimensional Mathematically Symmetric Cam Profile for Optimal Camshaft Design*. SAE Technical Paper Series, 1996. no. 960355, pp. 159–167.
- [63] PARK Y., WAKABAYASHI K., HONDA Y., et al. *A new simulation of dynamic motion of engine valve train system using transition matrix method*. SAE Technical Paper Series, 1999. no. 1999-08-0324.
- [64] PHILIPS P., SCHAMEL A. *The Dynamics of Valvetrain with Hydraulic Lash Adjusters and the Interaction with the Gas Exchange Process*. SAE Technical Paper Series, 1991. no. 910071, p. 16.
- [65] PISANO A. *Coulomb friction in High Speed Cam Systems*. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, December 1984. vol. 106, pp. 470–474.
- [66] PISANO A., CHEN H. *Coulomb Friction and Optimal Rocker Arm Ratio for high-Speed Cam Systems*. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, September 1986. vol. 108, pp. 340–344.
- [67] PISANO A., FREUDENSTEIN F. *An Experimental and Analytical Investigation of the dynamic Response of a High-Speed Cam-Follower System. Part 1 : Experimental Investigation*. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, December 1983. vol. 105, pp. 692–698.
- [68] PISANO A., FREUDENSTEIN F. *An Experimental and Analytical Investigation of the dynamic Response of a High-Speed Cam-Follower System. Part 2 : A Combined, Lumped/Distributed Parameter Dynamic model*. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, December 1983. vol. 105, pp. 699–704.
- [69] POROT P., TRAPY J. *A Numerical and experimental study of the effect of aeration of oil on valve trains equipped with hydraulic lash adjusters*. SAE Technical Paper Series, 1993. no. 930997.
- [70] Ricardo Software, UK. *VALDYN user manual*, 2003.
- [71] RIVOLA A., CARLINI A., DALPIAZ G. *Modelling the elastodynamic behaviour of a desmodromic valve train*. In : *Proceedings of ISMA2002 International Conference on Noise and Vibration Engineering*. Louvain, Belgique.
- [72] ROSKILLY M., FERRAN W., WINDSOR C. *Valve gear design analysis*. FISITA paper, 1986. no. 865027, pp. 193–200.
- [73] ROSS J., ARNOLD M. *Analysis of Dynamic Interactions in Valve Train Systems of IC-Engines by Using a Simulation Model*. SAE Technical Paper Series, 1993. no. 930616, p. 9.
- [74] SALAMANI J. *Diesel engine Valve spring - a design optimisation*. SAE Technical Paper Series, 1994. no. 942398.
- [75] SAVAGE J., MATTERAZZO J. *Application of design of experiments to determine the leading contributors to engine valve train noise*. SAE Technical Paper Series, 1993. no. 930884.

BIBLIOGRAPHIE

- [76] SCZEPANSKI J. *New equipment and methodology to perform high speed valve train dynamics testing and analysis*. SAE Technical Paper Series, 2004. no. 2004-01-1720.
- [77] SEIDLITZ S. *Valve train Dynamics A Computer Study*. SAE Technical Paper Series, 1989. no. 890620.
- [78] SOEJIMA M., WACKURI Y., EJIMA Y. *Experimental studies on improvement of lubrication for cam and follower*. JSAE Review, 1997. vol. 18, pp. 301–305.
- [79] STARON J., WILLERMET P. *An analysis of valve train friction in terms of lubrication principles*. SAE Technical Paper Series, 1983. no. 830165.
- [80] TANI H., TOKORO H., YOSHIKAWA K. *Measurement and simulation of valve motion*. SAE Technical Paper Series, 1993. no. 931901.
- [81] TAYLOR C., ZHU G. *Tribological analysis and design of a modern automobile cam and follower*. London : Professional Engineering, 2001, 154 pp.
- [82] TEODORESCU M., TARAZA D., HENEIN N., et al. *Experimental analysis of dynamics and friction in valve train systems*. SAE Technical Paper Series, 2002. no. 2002-01-0484.
- [83] TEODORESCU M., TARAZA D., HENEIN N., et al. *Simplified elasto-hydrodynamic friction model of the cam tappet contact*. SAE Technical Paper Series, 2003. no. 2003-01-0985.
- [84] UEHARA S., PADOVESE L. *Dynamical study of a cam follower system*. In : *Computational Methods in Engineering*. São Paulo.
- [85] UNLUSOY Y., TUMER S. *Non-linear dynamic model and its solution for a high speed cam mechanism with Coulomb friction*. Journal of sound and vibration, 1994. vol. 169 no. 3, pp. 395–407.
- [86] VAN HELDEN A., VAN DEN MEER R., VAN STAADEN J., et al. *Dynamic friction in cam/tappet lubrication*. SAE Technical Paper Series, 1985. no. 850441.
- [87] WAHL A. *Mechanical springs*. New York : Mc Graw-Hill, 1963, 323 pp.
- [88] YANG L., ITO A., NEGISHI H. *Valve train friction and lubrication analysis model and its application in a cam/tappet wear study*. SAE Technical Paper Series, 1996. no. 962030, pp. 1 – 9. ISSN 0099-5908.
- [89] YANG S., GIBSON R., CROSBIE G. *Vibration characteristics and comparisons of automotive engine valves made from conventional and non-conventional materials*. Journal of Sound and Vibration, 1996. vol. 191 no. 5, pp. 986–992.
- [90] YILDIRIM V. *Expressions for predicting fundamental natural frequencies of non-cylindrical helical springs*. Journal of Sound and Vibration, 2002. vol. 252 no. 3, pp. 479–491.
- [91] ZHAO Y., TONG K., LU J. *Determination of aeration of oil in high pressure chamber of hydraulic lash adjuster in valve train*. SAE Technical Paper Series, 1999. no. 1999-01-0646.
- [92] ZOU D., MCCORMICK H. *Dynamic model and computer simulation of valve train assemblies with hydraulic lash adjusters*. SAE Technical Paper Series, 1996. no. 960351.

Annexe A

Systèmes de réduction des émissions polluantes du moteur

Les contraintes sur le moteur sont de plus en plus importantes car il faut satisfaire des normes anti-pollution toujours plus sévères, sans dégrader le niveau des performances. Le moteur émet des polluants (hydrocarbures - HC - imbrûlés, monoxyde de carbone -CO, oxydes d'azotes - NOx), mais également rejette du CO₂ qui est un gaz à effet de serre, et des particules (essentiellement les moteurs diesels). L'adoption du catalyseur a été un progrès notable : il permet d'oxyder le CO et les HC imbrûlés et diminue également les NOx. De surcroît, son adoption a nécessité l'alimentation par injection électronique, afin de régler au mieux la richesse, car l'efficacité du catalyseur est maximale quand le mélange est stoechiométrique (richesse= 1, quantités d'air et d'essence telles qu'il n'y ai pas de résidus). Pour réduire les NOx, la recirculation des gaz d'échappement (EGR - Exhaust Gaz Recirculation) peut être employée. Ce système consiste à renvoyer une partie des gaz d'échappement à l'admission (jusqu'à 20% du débit à l'admission), en particulier quand le moteur fonctionne en mélange pauvre (richesse < 1), ce qui est le cas d'une partie des moteurs à essence à injection directe, où la catalyse des NOx est peu efficace.

Pour diminuer les émissions de CO₂, l'hybridation, ajout d'un moteur électrique au moteur thermique, est une solution qui est en train de se développer, en particulier en phase de démarrage de la voiture : le moteur thermique se coupe à l'arrêt du véhicule, et au redémarrage, le moteur électrique, qui a un couple important, relance le véhicule avant de laisser la place au moteur thermique. Les deux principaux carburants alternatifs, qui sont bien sûr plus écologiques, à l'essence sont le GPL (Gaz de Pétrole Liquéfié) et le GNV (Gaz Naturel pour Véhicules) composé essentiellement de méthane, ce dernier permet également de diminuer significativement les émissions de CO₂ (de l'ordre de 20%) car il a un rapport hydrogène/carbone plus favorable (méthane-CH₄ contre octane-C₈H₁₈).

Dans une logique de «downsizing», le turbo-compresseur est de plus en plus utilisé. Cette turbine, entraînée par les gaz d'échappement, comprime les gaz d'admission, pour augmenter l'admission d'air, afin d'améliorer les performances. Ce système, souvent couplé à un échangeur qui refroidit les gaz comprimés, permet d'améliorer le rendement, puisqu'il faudrait un moteur (normalement aspiré) de cylindrée plus importante pour obtenir les mêmes performances. Ces moteurs ont donc l'avantage de diminuer les rejets polluants, mais aussi d'être plus compact et plus léger. Le turbo génère, par contre, des contraintes sur le moteur supérieures : températures et pressions dans le cylindre sont plus élevées.

Annexe B

Méthodes numériques testées

B.1 Généralités et définitions

On cherche à résoudre l'équation classique de la dynamique :

$$\underline{\underline{M}}.\underline{y}'' + \underline{\underline{C}}.\underline{y}' + \underline{\underline{K}}.\underline{y} = \underline{F} \quad (\text{B.1})$$

F représente les efforts appliqués au système, y , y' et y'' sont respectivement déplacement, vitesse et accélération du système. Les raideurs K et les amortissements C dépendent du déplacement et de la vitesse car il y a une perte de contact possible. Cette équation n'est plus linéaire et doit donc être résolue par des méthodes numériques. Dans le cas d'un modèle à un seul degré de liberté, toutes ces valeurs sont des scalaires, mais dans le cas où le modèle possède n degrés de liberté, M , C et K sont des matrices $n \times n$ et les autres termes des vecteurs de taille n .

Cette équation possède deux inconnues, y' et y'' , elle est décomposée ainsi en deux équations à deux inconnues, en introduisant une nouvelle variable (u dans l'équation suivante) : c'est le problème de Cauchy.

$$\begin{cases} \underline{y}' = \underline{u} \\ \underline{u}' = \underline{\underline{M}}^{-1} (-\underline{\underline{C}}.\underline{u} - \underline{\underline{K}}.\underline{y} + \underline{F}) \end{cases} \quad (\text{B.2})$$

Les équations ci-dessus permettent donc de déterminer le vecteur dérivé en un point en connaissant le déplacement y et la vitesse u . Ce système est utilisé par la suite dans toutes les résolutions numériques.

On distingue deux types de schémas numériques :

- un schéma *explicite* permet d'expliciter directement, au temps $t + \Delta t$ une fonction à partir de sa valeur au temps t :

$$u_{t+\Delta t} = u_t + F(t, u_t)$$

- au contraire, avec un schéma *implicite*, le calcul de la fonction à $t + \Delta t$ ne dépend pas uniquement de la valeur au temps t , mais également à la valeur au temps $t + \Delta t$:

$$u_{t+\Delta t} = u_t + F(t, u_t, u_{t+\Delta t})$$

Une notion importante lors de la résolution numérique, est la *stabilité*, c'est à dire la capacité de la méthode à avoir une erreur numérique bornée.

Pour l'analyse de la stabilité, l'équation suivante est considérée :

$$y' = \lambda y \quad \text{avec } \lambda \in \mathbb{S} \text{ et } \Re(\lambda) \leq 0 \quad (\text{B.3})$$

et on pose $z = \Delta t \lambda$. On définit qu'une méthode est dite *A-stable* si les solutions $S \supseteq \Im^-$ i.e. $z : \Re(z) \leq 0$. Cette définition est très importante car elle définit une méthode inconditionnellement stable, c'est à dire une méthode dont la stabilité ne dépend pas de la longueur du pas de temps.

Les méthodes de type explicite sont caractérisées par la simplicité de leur implémentation et par leur rapidité, mais leur stabilité dépend du pas de temps. Au contraire, les méthodes implicites peuvent être inconditionnellement stable, mais leur mise en oeuvre et le calcul demandent un temps plus important. En effet, les méthodes implicites nécessitent de connaître y et y' du point que l'on cherche à calculer, ce qui fait deux inconnues supplémentaires. Pour résoudre l'équation, il est alors nécessaire d'employer des méthodes itératives pour calculer y et y' . Les deux principales méthodes sont la méthode de substitution et la méthode de Newton-Raphson, qui sont explicitées ci-dessous.

B.2 Schéma numériques testés

Newmark

Une autre méthode possible, qui a l'avantage d'être nettement plus rapide, malgré qu'elle ne soit que du second ordre, est la méthode de Newmark. Il s'agit d'une méthode implicite, le calcul de x_1 au temps $t_1 = t + \Delta t$ connaissant x_0 et t se fait de la façon suivante :

$$x_1 = x_0 + \Delta t \dot{x}_0 + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{x}_0 + \frac{\Delta t^3}{6} [x_0^{(3)}]_1 + \dots \quad (B.4)$$

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_0 + \Delta t \ddot{x}_0 + \frac{\Delta t^2}{2} [x_0^{(3)}]_2 + \dots \quad (B.5)$$

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x}_0 + \Delta t x_0^{(3)} + \dots \quad (B.6)$$

$$\begin{aligned} [x_0^{(3)}]_1 &= \alpha \frac{\ddot{x}_1 - \ddot{x}_0}{\Delta t} \\ [x_0^{(3)}]_2 &= \beta \frac{\ddot{x}_1 - \ddot{x}_0}{\Delta t} \end{aligned} \quad (B.7)$$

$$(B.4) + (B.7) \Rightarrow \ddot{x}_1 = \frac{6}{\alpha \Delta t^2} (x_1 - x_0) - \frac{6}{\alpha \Delta t} \dot{x}_0 + \left(1 - \frac{3}{\alpha}\right) \ddot{x}_0 \quad (B.8)$$

$$(B.6) + (B.8) \Rightarrow x_0^{(3)} = \frac{6}{\alpha \Delta t^2} (x_1 - x_0) - \frac{6}{\alpha \Delta t} \dot{x}_0 - \frac{3}{\alpha} \ddot{x}_0 \quad (B.9)$$

$$(B.5) + (B.7) \Rightarrow \dot{x}_1 = \frac{3\beta}{\alpha \Delta t} (x_1 - x_0) - \left(1 - \frac{3\beta}{\alpha}\right) \dot{x}_0 - \left(\Delta t - \frac{3\beta \Delta t}{2\alpha}\right) \ddot{x}_0 \quad (B.10)$$

Introduire les deux équations (B.8) (B.10) dans l'équation du mouvement $M\ddot{x}_1 + C\dot{x}_1 + Kx_1 = F(t_1)$ permet d'obtenir :

$$\begin{aligned} \left[\frac{6M}{\alpha \Delta t^2} + \frac{3\beta C}{\alpha \Delta t} + K \right] x_1 &= \left[\frac{6M}{\alpha \Delta t^2} + \frac{3\beta C}{\alpha \Delta t} \right] x_0 + \left[\frac{6M}{\alpha \Delta t} + \left(\frac{3\beta}{\alpha} - 1 \right) C \right] \dot{x}_0 \\ &+ \left[\left(1 - \frac{3}{\alpha} \right) M + \left(\Delta t - \frac{3\beta \Delta t}{2\alpha} \right) C \right] \ddot{x}_0 + F(t_1) \end{aligned} \quad (B.11)$$

On trouve principalement deux méthodes pour Newmark :

- méthode de Wilson : $\alpha = 1$ et $\beta = 1$
- Newmark à accélération moyenne : $\alpha = 3/2$ et $\beta = 1$; il faut noter que cette dernière méthode est inconditionnellement stable.

Cependant, ce schéma est valable pour un modèle linéaire. Son application à notre cas non linéaire, les raideurs et amortissement variant selon les contacts, (en faisant donc une approximation sur les raideurs aux points de contact) a été malgré tout testée. La conversion de ce modèle en non linéaire nécessiterait la résolution d'une équation non linéaire et donc l'emploi d'une résolution par une méthode itérative, celle de Newton-Raphson généralement. Une telle méthode est coûteuse en temps et n'as pas été employée. Cependant une amélioration de la méthode est possible en faisant une rapide approximation ($x_1^p = x_0 + \Delta t \dot{x}_0$) d'ordre 1 sur le point de calcul recherché (à t_1) pour en déduire raideur/amortissement.

Runge-Kutta 2 implicite

Enfin , une dernière méthode a été testée, une méthode de type Runge-Kutta, d'ordre 2 comme Newmark, mais implicite. Le schéma numérique est le suivant :

$$\begin{aligned} y_{t+h/2} &= y_t + \frac{h}{2} f(y_{t+h/2}) \\ y_{t+h} &= y_t + h f(y_{t+h/2}) \end{aligned} \quad (\text{B.12})$$

Ce schéma implicite est résolu avec l'équation de Newton-Raphson explicité au paragraphe suivant.

B.3 Méthodes itératives pour les schémas implicites

Méthode de substitution

On construit une suite de solution, devant converger vers la solution exacte, en résolvant le système suivant :

$$\underline{\underline{A}}(\underline{X}_{i-1}) \cdot \underline{X}_i = \underline{F} \quad (\text{B.13})$$

En introduisant le résidu :

$$R_i = R(\underline{X}_{i-1}) = \underline{F} - \underline{A}(\underline{X}_{i-1}) \quad (\text{B.14})$$

En introduisant cette équation dans (B.13) :

$$\underline{A}(\underline{X}_{i-1}) \underline{X}_i = R_i + \underline{A}(\underline{X}_{i-1}) \underline{X}_{i-1} \quad (\text{B.15})$$

D'où la formule de récurrence :

$$\underline{A}(\underline{X}_{i-1}) \Delta \underline{X}_i = R_i \text{ avec } \underline{X}_i = \underline{X}_{i-1} + \Delta \underline{X}_i \quad (\text{B.16})$$

Cette méthode est la plus simple, mais elle ne converge pas toujours, et sa convergence est plutôt lente.

Méthode de Newton-Raphson

Cette méthode est nettement plus efficace que la précédente et converge plus rapidement.

A partir du résidu

$$R_{i-1} = \underline{F}(\underline{X}_i - 1) - \underline{A}(\underline{X}_{i-1}) \underline{X}_{i-1}$$

non nul, un résidu est cherché à l'itération suivante tel que

$$R_i = R(\underline{X}_{i-1} + \Delta \underline{X}_i) = 0$$

ANNEXE B. MÉTHODES NUMÉRIQUES TESTÉES

Ce résidu est développé en série de Taylor :

$$R(X_{i-1} + \Delta X_i) = R(X_{i-1}) + \frac{\partial R_{i-1}}{\partial X} \Delta X_i = 0 \quad (\text{B.17})$$

D'où la formule de récurrence :

$$-\frac{\partial R_{i-1}}{\partial X} \Delta X_i = R(X_{i-1}) \quad (\text{B.18})$$

Annexe C

Modélisation de l'actionneur par un degré de liberté

C.1 Modélisation du poussoir

C.1.1 Cinématique du poussoir

Il faut d'abord définir les relations cinématiques régissant le mouvement d'un poussoir plan. Il est possible de trouver ces calculs cinématiques présentés de façon plus détaillée dans [21]. Les notations employées sont données dans le tableau C.1.

Dans le cas du poussoir, le déplacement du poussoir est égal à la levée de soupape h (FIG. C.1). La vitesse du point M liée au poussoir est :

$$\vec{V}_p = \omega h' \vec{y}_0 \quad (\text{C.1})$$

La vitesse du point M liée à la came :

$$\vec{V}_c = \omega \rho \vec{v} = \omega \rho \left(-\cos \beta \vec{x}_0 + \sin(\beta) \vec{y}_0 \right) \quad (\text{C.2})$$

La vitesse de glissement est la différence des vitesses selon l'axe $\vec{x}_0$

$$V_G = \vec{V}_c - \vec{V}_p \cdot \vec{x}_0 = -\omega \rho \cos \beta \quad (\text{C.3})$$

En projetant sur l'axe $\vec{y}_0$:

$$\rho \sin \beta = h' \quad (\text{C.4})$$

O	le centre de la came
Q	l'intersection de l'axe AàC avec le poussoir
M	le point de contact came poussoir
α	l'angle de rotation de la came
β	l'angle que fait (OM) par rapport à la normale
h	le déplacement du poussoir (ou de la soupape)
h'	dérivée de h par rapport à α ($= dh/d\alpha$)
e	l'excentration du point de contact came/poussoir
r_b	le rayon de base de la came
ρ	la distance [OM]
ω	la vitesse de rotation de l'arbre à cames (rad/s)
$(\vec{x}_0, \vec{y}_0)$	repère fixe tel que $\vec{y}_0$ est orienté dans le sens d'ouverture de la soupape
$(\vec{u}, \vec{v})$	repère mobile lié au point M

TAB. C.1 – Notations pour les équations cinématiques du poussoir

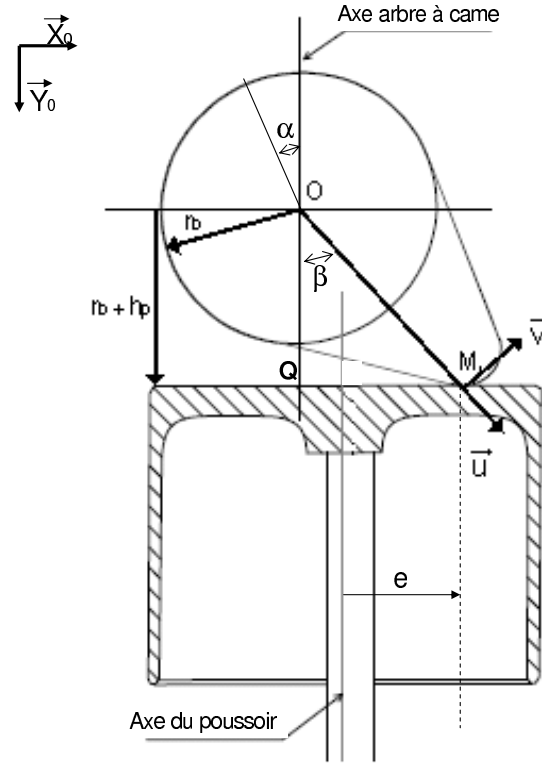


FIG. C.1 – Schéma de la cinématique du poussoir

La géométrie du système nous donne :

$$\cos(\beta) = \frac{r_b + h}{\rho} \quad e + e_0 = \rho \sin(\beta) \quad (\text{C.5})$$

Ce qui est équivalent à $e = e_0 + h'$ (e_0 étant l'excentration à levée nulle), l'excentration e au cours de la levée est donc égale à la dérivée h' de la hauteur du poussoir. Connaître l'excentration du poussoir est important car cela influe largement sur la raideur du contact entre came et poussoir. Avoir un poussoir excentré de la came, de même qu'une excentration poussoir/soupape est souhaitable car cela influe positivement sur la rotation des éléments, afin de mieux répartir l'usure.

C.1.2 Modélisation dynamique

Le poussoir peut être modélisé par un seul degré de liberté en translation. Le plus délicat dans la modélisation du poussoir est de déterminer la raideur à lui attribuer. En effet, la raideur varie en fonction de l'excentration du contact came/poussoir, mais également du basculement du poussoir dans son logement. Ces différentes caractéristiques sont donc difficiles à déterminer car elles dépendent de jeux variant selon les dispersions de fabrication des différents éléments, il est de surcroît impossible de déterminer comment se positionne le poussoir dans son logement à chaque instant de la levée.

C.2 Modélisation d'un basculeur sur une rampe par un degré de liberté

Dans le cas d'un culbuteur, ou si le linguet est monté sur une rampe (ou axe), un seul degré de liberté peut suffire si la rampe est considérée comme étant suffisamment raide.

Si, de plus, son angle de rotation est faible, il est possible de le modéliser par un degré de liberté en translation. Un bras d'inertie I et de longueur r peut se ramener à une masse concentrée m_{eq} (FIG. C.2), en faisant l'équivalence suivante [58] :

$$I = m_{eq} r^2 \quad (C.6)$$

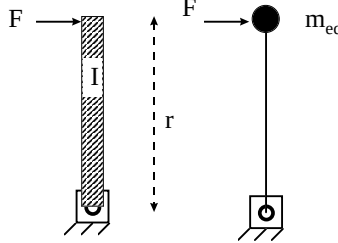


FIG. C.2 – Approximation d'un bras par une masse concentrée

On peut donc calculer, pour le basculeur, un couple raideur/amortissement équivalent (FIG. C.3), au niveau du contact came/basculateur.

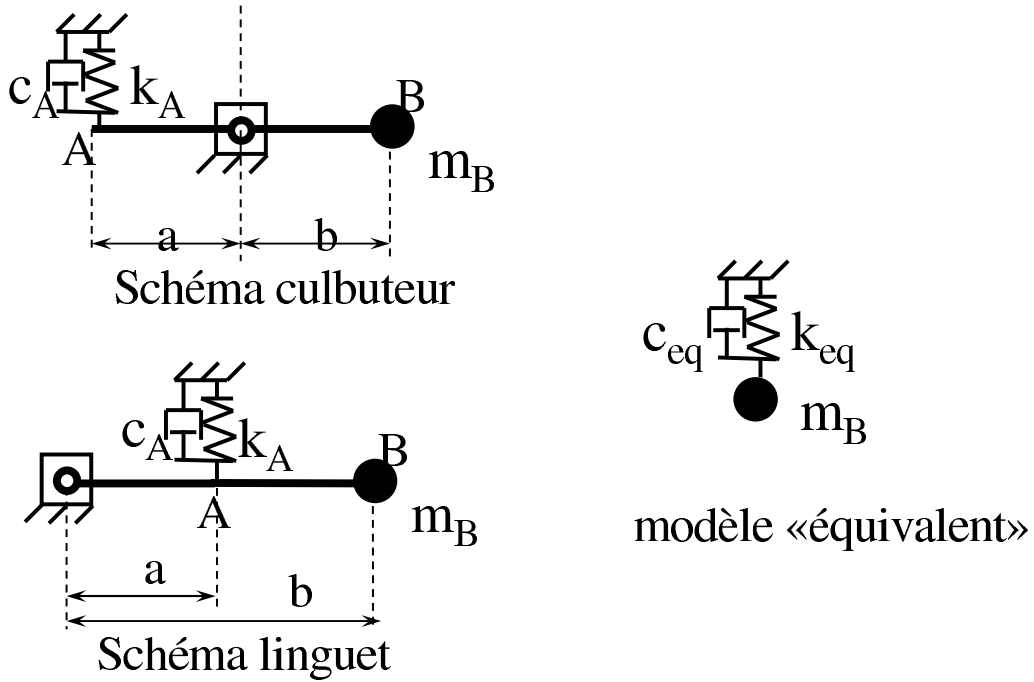


FIG. C.3 – Principe de modélisation d'un basculeur par un degré de liberté

Raideur équivalente k_{eq} : les énergies de déformation calculées pour le schéma au point A et le modèle équivalent, au point B, doivent être égales :

$$\frac{1}{2} k_A x_A^2 = \frac{1}{2} k_{eq} x_B^2 \quad (C.7)$$

$$x_B = \frac{b}{a} x_A \quad (C.8)$$

$$k_A x_A^2 = k_{eq} \left(\frac{b}{a} \right)^2 x_A^2 \quad (C.9)$$

$$k_{eq} = \left(\frac{a}{b} \right)^2 k_A \quad (C.10)$$

$$(C.11)$$

avec x_A et x_B les écrasements des ressorts.

De même, l'égalité des énergies dissipées conduit à l'amortissement équivalent c_{eq} :

$$\frac{1}{2}c_A\dot{x}_A^2 = \frac{1}{2}c_{eq}\dot{x}_B^2 \quad (\text{C.12})$$

$$\dot{x}_B = \dot{x}_A \frac{b}{a} \quad (\text{C.13})$$

$$c_A\dot{x}_A^2 = c_{eq} \left(\frac{b}{a}\right)^2 \dot{x}_A^2 \quad (\text{C.14})$$

$$c_{eq} = c_A \left(\frac{a}{b}\right)^2 \quad (\text{C.15})$$

Cette modélisation simple permet ainsi de dissocier le mouvement du basculeur du mouvement de la soupape.