

# THÈSE

PRÉSENTÉE POUR OBTENIR LE TITRE DE

**DOCTEUR**

DE

**L'UNIVERSITÉ DE LILLE 1**  
**SCIENCES ET TECHNOLOGIES**

**SPÉCIALITÉ : MÉCANIQUE**

PAR

**YASSER AKTIR**

MODÉLISATION DES VIBRATIONS AXIALES D'EMBRAYAGE AUTOMOBILE  
ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE

Présentée et soutenue publiquement le 21 avril 2015, devant le jury d'examen,

J-J. Sinou, Professeur, Laboratoire LTDS, École Centrale de Lyon	Rapporteur
G. Chevalier, Professeur, Institut FEMTO-ST, Université de Franche-Comté	Rapporteur
M. Raous, Directeur de recherche au CNRS, Laboratoire LMA, Marseille	Examineur
P. Dufrénoy, Professeur, Laboratoire LML, Université Lille1	Directeur de thèse
P. Coorevits, Professeur, Laboratoire EPROAD, UPJV	Co-directeur de thèse
J-F. Brunel, Maître de Conférences, Laboratoire LML, Université Lille1	Encadrant
O. Thomas, Professeur, Laboratoire LSIS, Arts & Métiers de Lille	Invité
H. Mahé, Dr-Ing, Senior expert NVH, Valeo Transmissions	Invité
D. Taccoen, Responsable du département systèmes, Valeo Transmissions	Invité



*« Si vous souhaitez trouver les secrets de l'univers, pensez en termes d'énergie, de fréquence, d'information et de vibration »*

**Nikola Tesla**

## REMERCIEMENTS

Le travail présenté dans ce mémoire entre dans le cadre d'une thèse CIFRE, fruit d'une collaboration entre la société Valeo Embrayages, le Laboratoire Mécanique de Lille et l'Université de Picardie de Jules Verne.

Je tiens tout d'abord à témoigner ma gratitude et toute ma reconnaissance à mon directeur de thèse Monsieur Philippe DUFRENOY, pour son soutien, sa confiance et pour avoir été toujours présent durant l'accomplissement de ce travail.

Je tiens à adresser mes vifs remerciements à mon encadrant Monsieur Jean-François BRUNEL, ainsi qu'à mon co-directeur de thèse Monsieur Patrice COOREVITS, pour leur disponibilité et contribution scientifique dans ce travail.

Je souhaite également remercier Monsieur Michel RAOUS d'avoir accepté de présider le jury de cette thèse.

Mes sincères remerciements s'adressent aussi aux rapporteurs de ce mémoire, Monsieur Jean-Jacques SINOUE et Monsieur Gaël CHEVALLIER.

Je voudrais remercier Monsieur Olivier THOMAS d'avoir accepté de participer à ce jury.

Je remercie également Monsieur Hervé MAHÉ, pour son accueil, sa confiance et les multiples échanges scientifiques que nous avons eus, je pense avoir beaucoup appris.

Je remercie aussi Monsieur Didier TACCOEN, responsable du département Systèmes, ainsi que les membres de l'équipe Bruits et Vibrations de Valeo Embrayages. Ils m'ont été d'une aide précieuse pour la réalisation de ce travail.

Je pense également à tous mes collègues de l'équipe simulation de Valeo, ainsi que ceux du Laboratoire de Mécanique de Lille, pour l'ambiance chaleureuse et conviviale qu'ils ont maintenue tout au long de ces trois années.

Enfin, je suis constamment reconnaissant à ma famille et mes amis pour leur soutien inconditionnel. Je leur dédie le meilleur de ce travail.

## RESUME

Les progrès récents dans l'allègement des systèmes d'embrayage et la réduction de leurs vibrations torsionnelles, conduisent à l'émergence de bruits issus des vibrations se produisant le long de la direction axiale du système d'embrayage, tels que le « crissement d'embrayage » ou le « grailonnement au décollage du véhicule ». Bien que le crissement constitue une problématique fortement traitée ces dernières décennies, notamment dans le domaine du freinage, le crissement d'embrayage a été peu abordé. En ce qui concerne le grailonnement au décollage du véhicule, aucune investigation n'a été menée à ce jour. En effet, le caractère fortement non-linéaire du système d'embrayage rend difficile la modélisation de ce genre de phénomènes dans un système aussi complexe.

Dans cette optique, le présent mémoire a pour objectif de répondre à cette problématique et de comprendre les mécanismes physiques initiant ces phénomènes vibro-acoustiques, à travers le développement d'un modèle éléments finis tridimensionnel de l'embrayage, recalé par rapport à des analyses expérimentales. L'étude a été abordée suivant deux axes.

De fait, l'analyse de stabilité a été adoptée pour l'étude des instabilités de flottement responsables du crissement. Les résultats numériques ont permis de mettre en lumière le phénomène physique de coalescence entre une paire de modes doubles du système, synonyme d'instabilité. De plus, l'impact de l'amortissement et de l'axisymétrie dans la suppression de la nuisance sonore, a également été mis en évidence.

Dans un second temps, la technique du mouvement forcé a été utilisée pour évaluer la réponse vibratoire de la chaîne cinématique du véhicule, en présence d'une excitation axiale au volant moteur. L'analyse a dévoilé la voie de propagation de l'excitation dans l'embrayage atteignant la boîte de vitesses et conduisant au grailonnement. En outre, de nombreux paramètres clés influençant ce phénomène vibro-acoustique, ont été discutés. Enfin, une proposition de solution à cette problématique est présentée et validée.

**Mots clés :** Embrayage automobile, vibrations axiales, instabilités, frottement, crissement, grailonnement, méthode des éléments finis.

# ABSTRACT

The progress made in lightweighting and reducing the clutch torsional vibrations led to the emergence of vibroacoustic phenomena, due to vibrations generated along the axial direction of the clutch system such as “squeal” or “rattle at the vehicle's take-off”. Most of researches on the subject focus on the brake squeal. However, no study has been conducted on the rattle at the vehicle's take-off. This may be attributed to the great difficulty involved in modeling this complex system by virtue of its nonlinearities.

In this context, the present thesis aims at understanding the physical mechanisms behind the vibro-acoustic phenomena, by means of a 3D finite element model of the clutch, validated through experimental analysis. The study was discussed in two axes.

Indeed, complex eigenvalue analysis was carried out to investigate the flutter instabilities, responsible of the squeal. The numerical results highlighted the physical phenomenon of coalescence between a pair of axisymmetric modes of the system, leading to instability. In addition, the impact of damping and the axisymmetry in avoiding this noise was also discussed.

In the second part, the enforced motion method was used to evaluate the vibration response of the driveline, in the presence of axial excitation on the flywheel. The analysis revealed the propagation path from the clutch resonance to reach the gearbox, and causing rattle. Furthermore, many key parameters influencing this phenomenon were discussed. Finally, a proposed solution to this problem is presented and validated.

**Keywords:** Automotive clutch, axial vibration, instability, friction, squeal, rattle, finite element method.

# NOTATIONS PRINCIPALES

## Abréviations

GMP	Groupe MotoPropulseur
DVA	Double Volant Amortisseur
NVH	Noise Vibration Harshness
DDL	Degrés de libertés
CAE	Complex Eigenvalue Analysis
CAO	Conception Assistée par Ordinateur
EF	Éléments finis

# TABLE DES MATIERES

<b>Remerciements</b> .....	<b>IV</b>
<b>Résumé</b> .....	<b>V</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>VI</b>
<b>Notations principales</b> .....	<b>VII</b>
<b>Table des matières</b> .....	<b>VIII</b>
<b>Tables des figures</b> .....	<b>X</b>
<b>Introduction</b> .....	<b>1</b>
<b>CHAPITRE 1: État de l'art</b> .....	<b>4</b>
1.1. Groupe motopulseur d'un véhicule automobile.....	4
1.1.1. Moteur thermique.....	4
1.1.2. Volant moteur.....	5
1.1.3. Embrayage sec.....	6
1.1.4. Boîte de vitesses.....	12
1.1.5. Différentiel.....	13
1.1.6. Arbres de transmission.....	13
1.1.7. Pneumatiques.....	13
1.2. Les phénomènes vibro-acoustiques de l'embrayage.....	13
1.3. Observations expérimentales des phénomènes nvh étudiés.....	17
1.3.1. Crissement d'embrayage.....	17
1.3.2. Graillonnement au décollage.....	20
1.4. Les mécanismes physiques à l'origine des vibrations axiales d'embrayage.....	28
1.4.1. Les vibrations induites par frottement.....	28
1.4.2. Les vibrations induites par le moteur.....	35
1.5. Modélisations des phénomènes vibro-acoustiques.....	37
1.6. Positionnement du travail.....	40
<b>CHAPITRE 2: Développement et validation du modèle de l'embrayage</b> .....	<b>42</b>
2.1. Le processus de modélisation.....	42
2.1.1. Démarche de modélisation par la méthode des éléments finis.....	42
2.1.2. Démarche de validation.....	43
2.2. Analyse modale des composants en libre-libre.....	44
2.3. Analyse statique du système d'embrayage.....	49
2.3.1. Analyse statique du disque de friction.....	49
2.3.2. Analyse statique des composants du mécanisme d'embrayage.....	51
2.3.3. Analyse statique du mécanisme d'embrayage.....	52
2.3.4. Analyse statique de l'assemblage.....	58
2.4. Analyse modale du système d'embrayage.....	61
2.4.1. Instrumentation sur pot vibrant.....	62
2.4.2. Validation modale de l'embrayage dans la configuration du graillonnement au décollage.....	64
2.4.3. Validation modale de l'embrayage dans la configuration du crissement d'embrayage.....	71

2.5. Conclusion du chapitre 2 .....	71
<b>CHAPITRE 3: Étude des instabilités vibratoires induites par le frottement (cas du crissement) 72</b>	
3.1. Analyse modale de l'arbre primaire de boîte et du disque de friction .....	72
3.2. Etude des instabilités par flottement sans amortissement .....	74
3.2.1. Démarche de simulation .....	74
3.2.2. Instabilités par flottement dans l'embrayage .....	77
3.2.3. Mécanisme d'instabilité par flottement dans l'embrayage.....	80
3.2.4. Analyse de sensibilité .....	83
3.3. Etude des instabilités de flottement avec amortissement .....	87
3.4. Séparation des modes doubles de l'embrayage .....	89
3.4.1. Analyse modale du disque de friction et d'arbre de boîte .....	90
3.4.2. Analyse modale complexe amortie du système complet .....	90
3.4.3. Essai sur véhicule avec le disque dissymétrique .....	93
3.5. Conclusion du chapitre 3 .....	93
<b>CHAPITRE 4: Réponse de la chaîne cinématique sous excitation axiale forcée (cas du graillonnement).....</b>	<b>95</b>
4.1. Analyse modale de la chaîne de transmission .....	95
4.2. Analyse en réponse forcée.....	97
4.2.1. Démarche de simulation.....	97
4.2.2. Mécanisme physique de génération du graillonnement au décollage .....	101
4.2.3. Analyse de sensibilité .....	107
4.3. Filtration des vibrations axiales d'embrayage .....	114
4.4. Conclusion du chapitre 4 .....	119
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>121</b>
Conclusion .....	121
Perspectives .....	123
Annexe A : Contacts et maillage du modèle d'embrayage .....	124
Contacts.....	124
Maillage .....	127
Annexe B : Méthode du déplacement forcé .....	127
Annexe C : Validation du modèle d'embrayage pour l'étude du crissement.....	129
Références .....	133

# TABLES DES FIGURES

Figure 1-1 : Groupe motopropulseur d'une voiture à traction avant.....	4
Figure 1-2 : Couple d'un moteur à quatre temps à 2000 tours/min.....	5
Figure 1-3 : Volant moteur.....	6
Figure 1-4 : Double volant amortisseur .....	6
Figure 1-5 : Position débrayée (à gauche); position embrayée (à droite).....	7
Figure 1-6 : Embrayage sec .....	8
Figure 1-7 : Disque de friction (à gauche) ; disque de progressivité (à droite) .....	9
Figure 1-8 : Vue éclatée d'un mécanisme d'embrayage.....	10
Figure 1-9 : Courbe caractéristique du mécanisme d'embrayage seul.....	11
Figure 1-10 : Courbe de progressivité.....	12
Figure 1-11 : Courbe caractéristique du mécanisme + disque de friction.....	12
Figure 1-12 : Gamme de fréquence des problématiques NVH de la chaîne de transmission.....	14
Figure 1-13 : Instrumentation sur véhicule pour le crissement d'embrayage .....	18
Figure 1-14 : Mesure de crissement d'embrayage sur véhicule .....	19
Figure 1-15 : Instrumentation sur véhicule pour le gaïllonnement au décollage.....	20
Figure 1-16 : Réponses temporelles en rapport 1 <sup>er</sup> de boîte.....	21
Figure 1-17 : Zoom sur les réponses temporelles en rapport 1 <sup>er</sup> de boîte .....	21
Figure 1-18 : Spectrogramme de l'accélération angulaire de l'arbre primaire de boîte en 1 <sup>er</sup> .....	22
Figure 1-19 : Spectrogramme du déplacement axial du volant primaire en 1 <sup>er</sup> .....	22
Figure 1-20 : Mesure de gaïllonnement au décollage en rapport 2 <sup>ème</sup> de boîte.....	23
Figure 1-21 : Banc d'essai « A » .....	24
Figure 1-22 : Résultat de l'essai « f » sur banc A.....	25
Figure 1-23 : Banc d'essai « B » .....	26
Figure 1-24 : Résultat de mesure sur banc B.....	27
Figure 1-25 : Modèle fondamental du stick-slip (gauche) ; loi de frottement discontinue (droite) .....	29
Figure 1-26 : Diagramme des phases du phénomène stick-slip [40].....	30
Figure 1-27 : Diagramme des phases du phénomène low slip-high slip [40] .....	31
Figure 1-28 : Loi de frottement dépendante de la vitesse de glissement .....	31
Figure 1-29 : Modèle fondamental du sprag-slip.....	32
Figure 1-30 : Modèle de couplage modal de Hoffmann [57].....	33
Figure 1-31 : Evolution des parties réelle et imaginaire en fonction du coefficient de frottement.....	34
Figure 1-32 : Les vibrations axiales du volant moteur et de l'embrayage .....	36
Figure 2-1 : Processus de validation du modèle d'embrayage .....	44
Figure 2-2 : Condition en libre-libre du disque de friction et plateau de pression .....	45
Figure 2-3 : Modèle éléments finis du disque de friction après simplification .....	46
Figure 2-4 : Conditions aux limites imposées au 1/8 du disque de friction .....	49
Figure 2-5 : Courbe de progressivité (comparaison entre simulations et essai).....	50

Figure 2-6 : Modèle EF du crochet élastique .....	51
Figure 2-7 : Modèle EF des languettes .....	52
Figure 2-8 : Inter-pénétrabilité entre le couvercle et le diaphragme due à l'augmentation de l'angle du diaphragme.....	53
Figure 2-9 : Modèle EF du mécanisme d'embrayage .....	53
Figure 2-10 : Etapes de l'analyse statique du mécanisme d'embrayage.....	54
Figure 2-11 : Conditions aux limites et de chargement du mécanisme d'embrayage .....	55
Figure 2-12 : Montage du mécanisme d'embrayage et points de mesures de ses paramètres caractéristiques .....	56
Figure 2-13 : Courbes de charge à la butée [3], déplacement du plateau de pression [3], cordon couvercle [2] et crochet élastique [1] (Comparaison entre calculs et mesures).....	57
Figure 2-14 : Simplification et conditions aux limites du volant moteur et disque de friction .....	59
Figure 2-15 : Modèle EF d'embrayage complet .....	59
Figure 2-16 : Courbes de charge à la butée et déplacement du plateau de pression (comparaison entre calculs et mesures) .....	60
Figure 2-17 : Champ de pression au contact plateau de pression/garniture .....	60
Figure 2-18 : Etat de surface au contact garniture/plateau de pression .....	61
Figure 2-19 : Montage de l'embrayage sur pot vibrant et emplacement des accéléromètres .....	63
Figure 2-20 : Parties imaginaires de la fonction de transfert entre le disque de friction et l'excitation du pot vibrant.....	63
Figure 2-21 : Parties imaginaires de la fonction de transfert entre le plateau de pression et l'excitation du pot vibrant.....	64
Figure 2-22 : Déformées modales de l'embrayage à 4mm de course butée .....	65
Figure 2-23 : Evolution des fréquences propres de l'embrayage (comparaison entre simulations et mesures).....	66
Figure 2-24 : Conditions aux limites du modèle pour simuler l'essai sur pot vibrant .....	67
Figure 2-25 : Evolution des accélérations des composants de l'embrayage ; comparaison simulation (simu) et mesures (exp).....	70
Figure 3-1 : Instrumentation sur banc d'essai pour la caractérisation dynamique du disque de friction monté sur la boîte de vitesses.....	73
Figure 3-2 : Conditions aux limites de l'arbre primaire de la boîte de vitesses.....	74
Figure 3-3 : Résultats numériques de l'analyse modale amortie .....	74
Figure 3-4 : Démarche d'analyse modale complexe pour l'étude des instabilités de flottement .....	75
Figure 3-5 : Modèle EF de l'embrayage assemblé à l'arbre d'entrée de boîte .....	76
Figure 3-6 : Statut du contact frottant après analyse statique.....	76
Figure 3-7 : Diagramme de Nyquist de l'analyse modale complexe calculée à 5mm de course butée .....	77
Figure 3-8 : Modes instables de l'embrayage à 5mm de course butée (déformées et fréquences).....	78
Figure 3-9 : Déformée modale axiale du mode instable 4i.....	79
Figure 3-10 : Mécanisme physique d'instabilité de flottement dans l'embrayage.....	81
Figure 3-11 : Conditions aux limites sur les disques en contact .....	82
Figure 3-12 : Basculement du disque supérieur sous l'effet du champ d'effort tangentiel (déformée correspondante au mode double 4-b) .....	82
Figure 3-13 : Rapport d'amortissement $A_r$ et fréquences des modes doubles en fonction du coefficient de frottement $\mu$ à 5mm de course de butée .....	84

Figure 3-14 : Rapport d'amortissement $A_r$ et fréquences des modes doubles en fonction de la position de la butée pour un coefficient de frottement $\mu=0.4$ .....	85
Figure 3-15 : Rapport d'amortissement $A_r$ et fréquences des modes doubles en fonction de la position de la butée et du coefficient de frottement $\mu$ .....	86
Figure 3-16 : Rapport d'amortissement $A_r$ et fréquences des modes doubles avec intégration de l'amortissement pour un coefficient de frottement $\mu=0.4$ .....	88
Figure 3-17 : Modèle EF du disque de friction dissymétrique .....	89
Figure 3-18 : Raideurs de flexion du disque de friction dissymétrique suivant les axes X et Y .....	90
Figure 3-19 : Déformées modales et fréquences propres du disque de friction symétrique, dissymétrique et de l'arbre primaire de boîte connecté au disque de friction dissymétrique .....	91
Figure 3-20 : Rapport d'amortissement $A_r$ et fréquences des modes doubles pour un système amorti avec disque de friction dissymétrique .....	92
Figure 3-21 : Mesure sur véhicule du crissement avec le disque de friction dissymétrique .....	93
Figure 4-1 : Modèle de la chaîne de transmission .....	96
Figure 4-2 : Déformées modales de la chaîne de transmission .....	98
Figure 4-3 : Signal temporel expérimental du déplacement axial du volant moteur à 2200 tr/min .....	98
Figure 4-4 : Signal temporel expérimental de la vitesse de rotation de l'arbre secondaire de boîte à 2200 tr/min .....	99
Figure 4-5 : Statut du contact frottant après analyse statique .....	99
Figure 4-6 : Démarche du calcul de la réponse forcée par superposition modale .....	100
Figure 4-7 : Zones d'excitation axiale du modèle global EF de la chaîne cinématique .....	100
Figure 4-8 : Spectres du déplacement axial du volant moteur mesuré pour différents régimes moteur .....	101
Figure 4-9 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique du véhicule sous l'effet d'une excitation axiale au volant moteur, par une analyse spectrale à 4.9mm de course butée, un régime moteur de 2230 tr/min et un rapport de vitesse de boîte en 1 <sup>ère</sup> (R1) .....	102
Figure 4-10 : Mode de pompage du mécanisme d'embrayage (mode N°3) .....	103
Figure 4-11 : Effort normal au contact des garnitures sous l'effet d'une excitation axiale au volant moteur par analyse spectrale .....	103
Figure 4-12 : Effort tangentiel au contact des garnitures sous l'effet d'une excitation axiale au volant moteur par analyse spectrale .....	104
Figure 4-13 : Couple dynamique au niveau du moyeu de friction transmis à la boîte de vitesses .....	104
Figure 4-14 : Réponse vibratoire en déplacement total de la chaîne cinématique sous excitation axiale au volant moteur par analyse spectrale .....	105
Figure 4-15 : Champ de déplacement axial du plateau de pression sous l'effet d'une excitation en pompage du volant moteur lors de la résonance du mode N°3 .....	106
Figure 4-16 : Position du barycentre de l'effort normal au contact des garnitures .....	106
Figure 4-17 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique sous l'effet d'une excitation axiale en pompage à un régime moteur de 2200 tr/min et un rapport de boîte de vitesses 1 (R1) .....	108
Figure 4-18 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique sous l'effet d'une excitation axiale en pompage à un régime moteur de 2580 tr/min et un rapport de boîte de vitesses 2 (R2) .....	109
Figure 4-19 : Excitation en flexion imposée au volant moteur et à la seconde couronne du couvercle .....	110
Figure 4-20 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique sous l'effet d'une excitation axiale en pompage à un régime moteur de 1280 tr/min et un rapport de boîte de vitesses 2 (R2) .....	111

Figure 4-21 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique sous l'effet d'une excitation axiale en pompage à un régime moteur de 2040 tr/min et un rapport de boîte de vitesses 2 (R2) .....	112
Figure 4-22 : Champ de déplacement axial du plateau de pression sous l'effet d'une excitation en flexion du volant moteur lors de la résonance du mode N°3.....	113
Figure 4-23 : Excitation axiale du volant moteur à différents régime moteur et positionnement du mode N°3 de l'embrayage .....	114
Figure 4-24 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique sous l'effet d'une excitation axiale en flexion à un régime moteur de 2580 tr/min et un rapport de boîte de vitesses 2 (R2).....	115
Figure 4-25 : Mécanisme d'embrayage et disque de friction modifiés .....	116
Figure 4-26 : Facteur d'amortissement en fonction de la charge appliquée sur le disque de friction (mesure sur pot vibrant) .....	117
Figure 4-27 : Accélération du plateau de pression pour une excitation de 20 m/s <sup>2</sup> pour différentes positions de butée (mesure sur pot vibrant).....	117
Figure 4-28 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique pour un embrayage amorti sous l'effet d'une excitation axiale en pompage à un régime moteur de 2580 tr/min et un rapport de boîte de vitesses 2.....	118
Figure 4-29 : Mesures du graillonnement au décollage du véhicule en rapport 2 avec un embrayage amorti.....	119

# INTRODUCTION

## CONTEXTE INDUSTRIEL ET PROBLEMATIQUE

L'embrayage est un organe principal dans la chaîne cinématique d'un véhicule automobile composée d'un moteur, d'un volant moteur, d'un embrayage, d'une boîte de vitesses, d'un différentiel, des arbres de transmission et des pneumatiques. En effet, ce dispositif mécanique permet d'accoupler à volonté deux arbres coaxiaux en rotation, l'arbre en sortie du moteur (vilebrequin) et l'arbre d'entrée de la boîte de vitesses.

Les nouvelles contraintes sur la consommation du carburant et les émissions de CO<sub>2</sub> poussent les constructeurs automobiles à réduire la masse des équipements, ce qui du point de vue vibratoire abaisse les niveaux d'amortissement. Ces évolutions donnent naissance à des bruits et vibrations qui n'étaient pas perceptibles auparavant et qui sont nuisibles à la fois pour le confort des automobilistes et pour les composants soumis à ces excitations. Ces nuisances sonores ont pour origine des vibrations de la chaîne de transmission. Les sources d'excitation peuvent être diverses : vibrations provenant du moteur ou auto-excitation par frottement sous certaines conditions, notamment en phase de glissement du disque d'embrayage. La propagation des vibrations peut également être variable. Elle peut être confinée à quelques composants ou avoir une répercussion sur toute la chaîne de transmission.

Les études vibratoires de la chaîne de transmission ne sont pas nouvelles. Elles étaient concentrées jusqu'alors aux vibrations torsionnelles. Les évolutions précédemment citées ont conduit à l'émergence de vibrations axiales, objet de cette thèse. Les phénomènes vibro-acoustiques correspondants sont notamment le crissement et le graillonnement. Ils se produisent au décollage du véhicule et au cours de la phase de patinage de l'embrayage, c'est-à-dire lorsque la vitesse d'entrée de la boîte de vitesses rejoint celle du moteur.

L'étude des phénomènes vibro-acoustiques peut être réalisée suivant deux approches : expérimentale et numérique. La première est souvent onéreuse et difficile à réaliser. De fait, ce processus est long et coûteux : un grand nombre de prototypes sont conçus et testés jusqu'à ce que le critère recherché soit atteint. De plus, le confinement de l'embrayage limite l'instrumentation, ne permettant pas d'identifier précisément les composants mis en cause dans les vibrations. Ces problématiques sont souvent traitées suivant la démarche traditionnelle essai-erreur. Par conséquent, il est nécessaire de développer des modélisations numériques fiables afin de prédire le comportement vibratoire de l'embrayage avec la prise en compte de l'ensemble de la chaîne de transmission. L'avantage consiste à réduire le temps et les coûts de développement d'un nouveau produit.

## OBJECTIFS

Dans ce contexte, cette thèse contribue à la compréhension et à la maîtrise des problématiques vibro-acoustiques induits par les vibrations axiales d'embrayage, à l'aide du développement d'un modèle numérique. Ce dernier doit permettre de reproduire les phénomènes identifiés dans les problématiques sonores et de comprendre les mécanismes physiques et les conditions de leur apparition. Les phénomènes vibro-acoustiques étudiés sont très sensibles à certains paramètres de fonctionnement. Le modèle numérique aura également pour objectif de prédire l'influence de modifications de conception et d'être en mesure de trouver la solution optimale, voire le système robuste pour conduire à une baisse des nuisances. L'intérêt d'une telle étude réside également dans la recherche d'un modèle

« réaliste qualitativement et quantitativement » du comportement dynamique d'un système particulièrement complexe présentant de très fortes non-linéarités.

Deux phénomènes vibro-acoustiques sont étudiés dans ce travail: le crissement d'embrayage et le graillonnement de la boîte de vitesses au décollage du véhicule. Bien que le crissement constitue une problématique fortement traitée ces dernières décennies, notamment dans le domaine du freinage, le crissement d'embrayage a été peu abordé. En ce qui concerne le graillonnement de boîte au décollage du véhicule, aucune investigation n'a été menée à ce jour, à notre connaissance. De plus, le lien entre ce phénomène vibro-acoustique et les vibrations axiales de l'embrayage était totalement inconnu au début de ce travail.

Ce manque d'investigations et de compréhension peut s'expliquer par la grande difficulté rencontrée pour modéliser ce genre de phénomènes dans un système aussi complexe. Les difficultés scientifiques se situent à plusieurs niveaux :

- Phénomènes physiques multiples et peu connus : excitation forcée ou auto-entretenue ? En corollaire, quelles sont les modélisations à développer (réponse forcée, analyse de stabilité, etc.) ?
- Complexité de la chaîne cinématique : quels sont les composants à considérer et quel est le degré de simplification à adopter ?
- Les fortes non-linéarités présentes dans l'embrayage, associées aux propriétés des garnitures, au contact frottant, aux raideurs non-linéaires, à la précontrainte présente dans le système, etc.

## DEMARCHE ET METHODOLOGIE

Dans l'optique d'atteindre les objectifs fixés, les études du crissement d'embrayage et du graillonnement de boîte seront réalisées respectivement au travers d'une analyse modale complexe et d'une analyse de réponse spectrale. L'utilisation de ces méthodes sera justifiée au regard de l'analyse bibliographique et d'une campagne expérimentale sur véhicule et sur banc d'essai.

Le présent mémoire est organisé en quatre chapitres :

Un état de l'art sera dressé dans le premier chapitre. Il présentera les bases de l'étude selon la logique suivante: description succincte de la chaîne cinématique d'un véhicule automobile; synthèse bibliographique des phénomènes vibro-acoustiques liés à un embrayage à sec d'automobile.

Suivront ensuite les expérimentations menées sur les deux problématiques étudiées dans cette thèse.

Ce chapitre sera clôturé en soulignant l'orientation du travail de thèse à l'égard de l'état de l'art et des observations expérimentales. Les différents mécanismes physiques à l'origine des vibrations axiales d'embrayage seront « supposés » grâce aux investigations expérimentales puis « confirmés » par le travail de modélisation.

Le second chapitre exposera la démarche suivie pour modéliser l'embrayage par la méthode des éléments finis. Le comportement axial de l'embrayage en statique et dynamique sera simulé et validé sur la base des expérimentations menées sur banc d'essais. Le modèle validé est nécessaire pour l'étude des deux phénomènes vibro-acoustiques traités dans les deux chapitres suivants.

Le troisième chapitre sera consacré à l'étude des instabilités vibratoires par flottement, responsables du crissement, par le moyen de l'analyse des valeurs propres complexes. Dans un premier temps, le système est résolu sans amortissement. Le mécanisme physique

de couplage des modes sera mis en avant, ainsi que les paramètres influents sur la stabilité de l'embrayage. L'amortissement structural, validé dans le second chapitre, sera ensuite introduit dans le modèle. Son effet sur les modes instables sera examiné et discuté. Finalement, une modification de la conception est présentée pour éradiquer le crissement d'embrayage.

Le dernier chapitre sera dédié à l'étude du graillonnement de boîte au décollage du véhicule. La technique du mouvement forcé sera employée pour évaluer la réponse vibratoire de la chaîne cinématique du véhicule, particulièrement celle de l'embrayage et de la boîte de vitesses, sous l'effet d'une excitation axiale au niveau du volant moteur. Pour cela, une chaîne de transmission, modélisée sous forme d'une série d'inerties-ressorts, sera connectée au modèle de l'embrayage. La voie de propagation de la vibration axiale au volant moteur vers la boîte de vitesses sera mise en évidence. Une étude de sensibilité sera exposée afin d'identifier les paramètres influents sur les réponses vibratoires. Enfin, une solution technologique pour contrer le graillonnement de boîte au décollage sera proposée et validée.

# CHAPITRE 1: ÉTAT DE L'ART

Ce premier chapitre vise à dresser un état de l'art qui présentera les bases de l'étude selon la logique suivante: en premier lieu, une description succincte de la chaîne cinématique d'un véhicule automobile sera donnée, puis une synthèse bibliographique des phénomènes vibro-acoustiques liés à un embrayage sec d'automobile sera présentée. Suivront ensuite les expérimentations menées sur les deux problématiques étudiées dans cette thèse. Ce chapitre sera clôturé en soulignant l'orientation du travail de thèse à l'égard de l'état de l'art et des observations expérimentales. Les différents mécanismes physiques à l'origine des vibrations axiales d'embrayage seront « supposés » grâce aux investigations expérimentales puis « confirmés » par le travail de modélisation.

## 1.1. GROUPE MOTOPROPULSEUR D'UN VEHICULE AUTOMOBILE

Le groupe motopropulseur d'un véhicule automobile à moteur thermique, également connu sous la dénomination de « chaîne cinématique », se compose dans le cas d'une transmission manuelle de différents organes à savoir: le moteur thermique, l'embrayage, la boîte de vitesses, les arbres de transmission, le différentiel et les pneumatiques, (Figure 1-1). Hormis le moteur, ces systèmes mécaniques forment la « chaîne de transmission » qui a pour fonction de délivrer la puissance du moteur à la surface de la route. Cette partie décrit principalement le système d'embrayage, de plus amples détails pourront être retrouvés dans de nombreuses références françaises [1-8] ou anglaises [9-11].

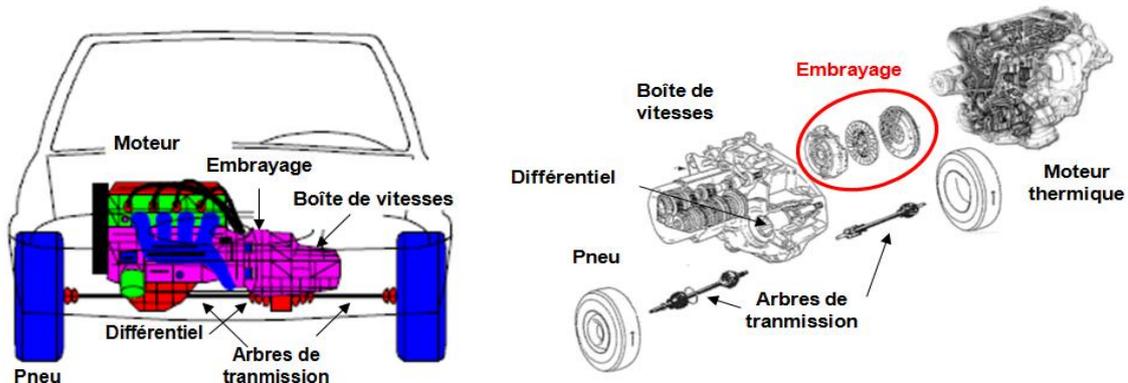


Figure 1-1 : Groupe motopropulseur d'une voiture à traction avant

### 1.1.1. MOTEUR THERMIQUE

Principalement utilisé pour la propulsion des véhicules, le moteur à combustion interne transforme l'énergie potentielle chimique stockée dans un carburant en travail. Dans le secteur de l'automobile, la majorité des moteurs fonctionne selon le cycle à quatre temps: admission, compression, détente et échappement. Les moteurs diesel et essence présentent pendant les deux premières phases du cycle, des différences dans la façon de détonner le mélange et dans son injection. En effet, dans un moteur diesel, l'allumage est provoqué par l'auto-inflammation et le carburant est injecté durant la phase de compression. Tandis que pour un moteur essence, le cylindre est rempli du mélange air/carburant lors de la phase d'admission et l'allumage est assuré par une bougie qui produit un arc électrique. Durant le cycle à quatre temps, seule la phase de détente fournit un couple positif, alors que le reste en génère un négatif. Le déphasage des quatre pistons engendre un couple présentant de forts pics qui induisent des irrégularités cycliques dites acyclismes moteur (Figure 1-2).

L'acyclisme d'un moteur thermique se caractérise par les variations angulaires de déplacement, de vitesse ou d'accélération de son vilebrequin, dues uniquement aux mouvements des systèmes pistons et bielles-manivelles. Dans le cas d'un moteur à quatre temps, le spectre fréquentiel est essentiellement composé d'harmoniques pairs vu que l'explosion se produit deux fois par tour. L'acyclisme dépend alors du nombre de cylindres, mais également des intervalles entre les allumages. Ceux-ci reposent sur la disposition des cylindres, la forme du vilebrequin et l'ordre d'allumage adopté. En d'autres termes, la multiplication des cylindres entraînera la production d'un couple plus stable, à condition que leur temps moteur soit réparti sur les deux tours moteurs que nécessitent les 4 temps.

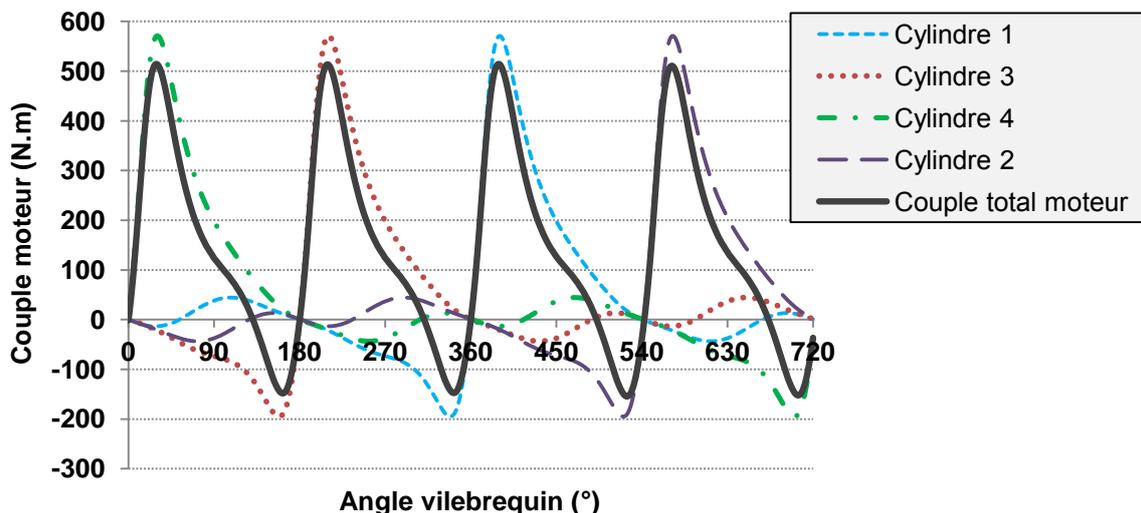


Figure 1-2 : Couple d'un moteur à quatre temps à 2000 tours/min

L'acyclisme est défini ainsi par:

- L'ordre d'acyclisme: il est influencé par le nombre de cylindres et le nombre d'explosions par tour. Il est exprimé sous la formule suivante:  $H_n = \frac{n_{cyl}}{m_{temps} / 2}$

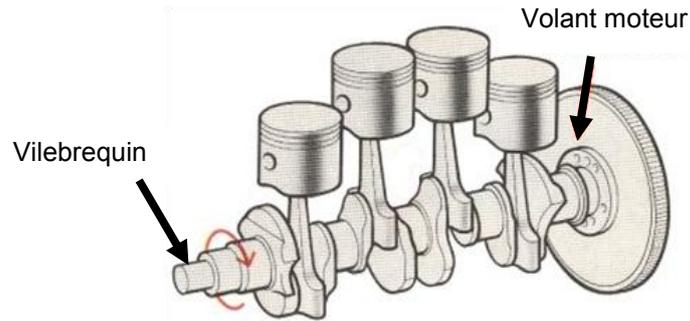
Tel que :  $n_{cyl}$  est le nombre de cylindres et  $m_{temps}$  est le nombre de temps.

Par décomposition spectrale du couple moteur, sa fluctuation peut s'exprimer sous forme d'un ensemble d'harmoniques ( $H_{0.5}, H_1, H_{1.5}, \dots$ ), ayant pour terme fondamental  $H_{0.5}$ . Généralement, l'harmonique d'ordre 2 est le plus marquant pour un moteur quatre cylindres à quatre temps, ce qui signifie que l'excitation du vilebrequin intervient quatre fois tous les deux tours.

- L'amplitude : elle peut être exprimée en déplacement, en pourcentage de la vitesse moyenne ou en accélération angulaire. Elle dépend du régime du moteur, de l'harmonique, etc.
- La phase : elle se calcule entre la pulsation acyclique et une référence angulaire du vilebrequin, généralement le point mort haut (PMH).

### 1.1.2. VOLANT MOTEUR

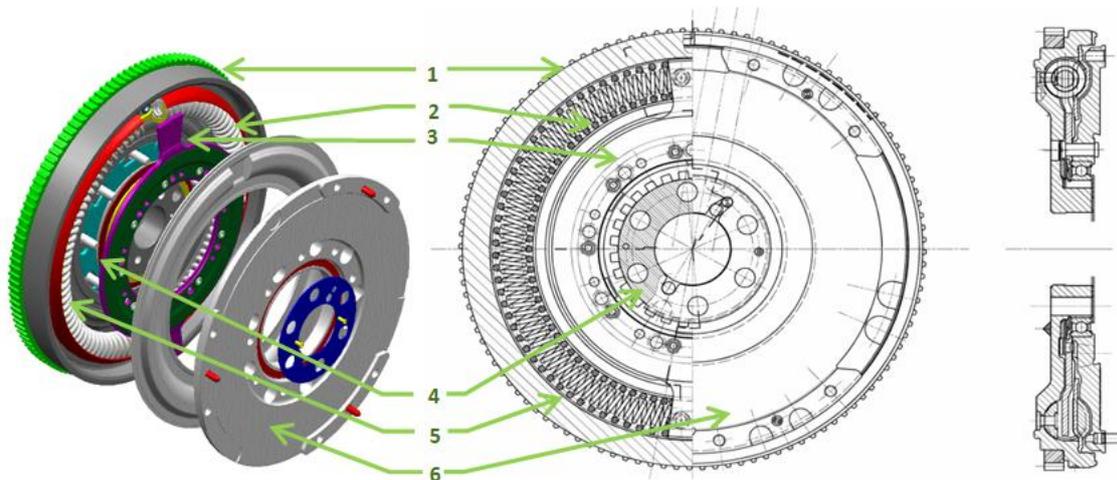
Dans le but de limiter l'acyclisme moteur et d'obtenir un couple moyen toujours positif, un volant d'inertie est joint au vilebrequin. Son rôle consiste à stocker de l'énergie pendant la phase détente qui représente le temps moteur, afin de la restituer pendant les trois autres phases.



**Figure 1-3 : Volant moteur**

En réalité, ce volant a d'autres fonctions auxiliaires. Il a pour but de supporter la couronne dentée sur laquelle vient s'engrener le démarreur électrique pour le lancement du moteur. Cette couronne présente une longue dent qui permet de repérer l'angle du vilebrequin pour la synchronisation de l'allumage ou de l'injection et pour calculer le régime moteur. Le volant sert aussi de surface de frottement pour la friction d'embrayage. Toutefois, dans certains véhicules, le volant moteur est composé de deux volants d'inertie : primaire et secondaire liés entre eux à l'aide d'un à deux ressorts courbes. Les deux masses peuvent tourner l'une par rapport à l'autre au moyen d'un palier pour atteindre  $120^\circ$ . Bien qu'il présente des coûts supplémentaires comparé au volant moteur classique, le double volant amortisseur (DVA) se caractérise par une isolation pratiquement complète des acyclismes du moteur. Ceci permet non seulement de réduire significativement la perception de bruits et de vibrations tout au long de la chaîne cinématique, mais aussi la consommation du carburant à bas régime, ce qui offre une conduite plus confortable aux passagers.

[1] volant primaire; [2] ressort en arc ; [3] voile ; [4] rondelle de frottement ; [5] gouttières ; [6] volant secondaire



**Figure 1-4 : Double volant amortisseur**

### 1.1.3. EMBRAYAGE SEC

#### 1.1.3.1. FONCTIONS

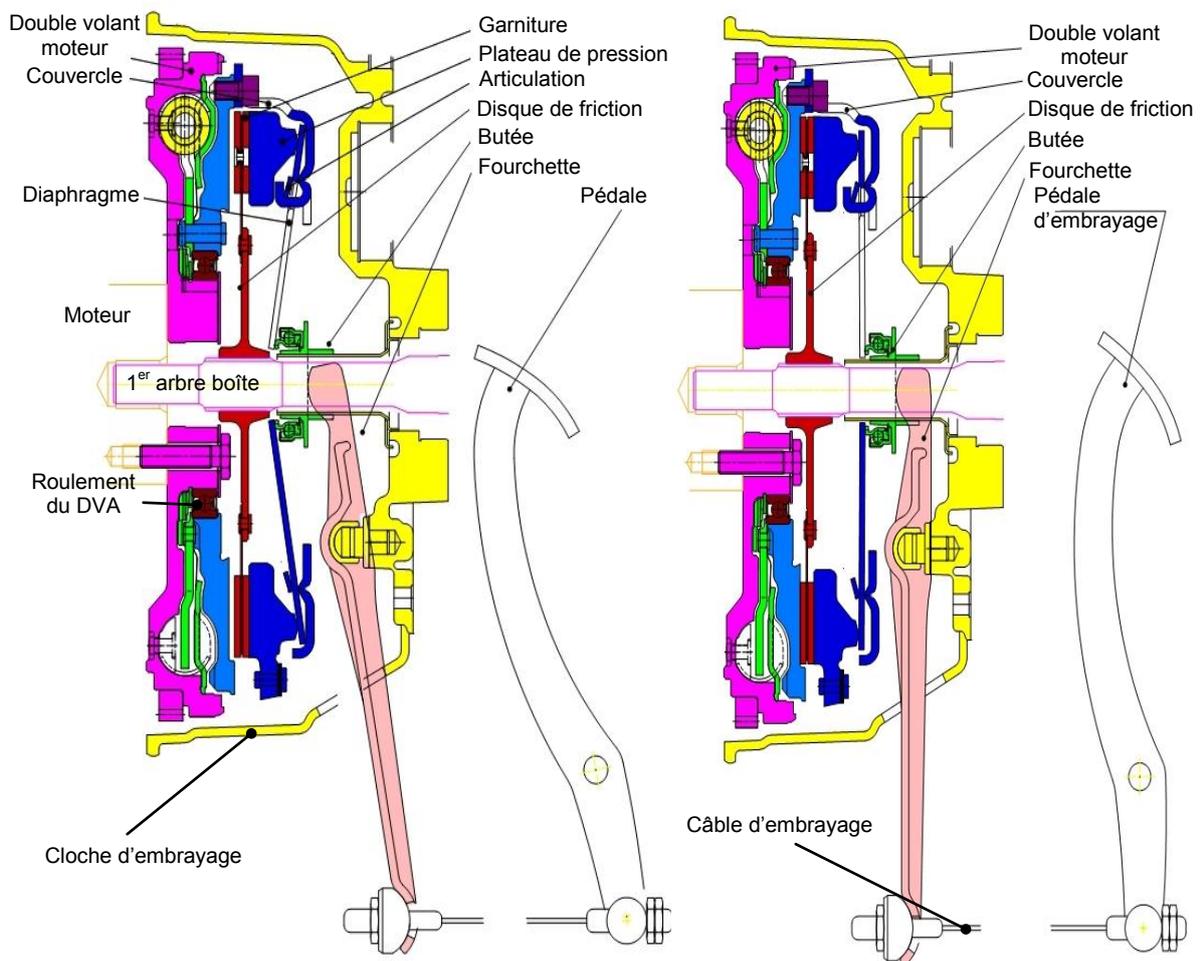
Par définition, l'embrayage se décrit comme un dispositif qui accouple temporairement deux arbres en rotation, l'un dit moteur et l'autre récepteur. Sur un véhicule automobile, l'embrayage situé entre le moteur et la boîte de vitesses, est nécessaire car le moteur thermique doit continuer à tourner même si le véhicule est à l'arrêt. Il existe plusieurs solutions techniques assurant cette fonction. L'embrayage sec monodisque est le plus utilisé

dans ce domaine, pour des raisons de faible encombrement et pour son excellent rendement mécanique. Cet organe remplit quatre fonctions principales:

- Permettre une mise en action progressive entre le moteur et la chaîne de transmission lors du démarrage du véhicule, afin d'éviter les à-coups.
- Transmettre intégralement le couple moteur par frottement et sans glissement.
- Interrompre temporairement la liaison entre le moteur et la chaîne de transmission lors des changements de rapports de vitesses.
- Absorber les vibrations provenant du moteur.

### 1.1.3.2. FONCTIONNEMENT

On distingue trois phases de fonctionnement d'un embrayage :



**Figure 1-5 : Position débrayée (à gauche); position embrayée (à droite)**

#### • POSITION EMBRAYEE

Cette phase est souvent la plus utilisée, durant laquelle l'embrayage transmet intégralement la puissance fournie par le moteur à la boîte de vitesses. Le diaphragme appuie sur le plateau de pression et serre le disque de friction contre le volant moteur. De ce fait, le disque tourne sans glissement sur le volant et entraîne l'arbre primaire de la boîte de vitesses. Le couple transmis dépend du coefficient de frottement, la surface de contact, la pression de contact ainsi que le diamètre du disque.

Le couple à transmettre s'exprime par :  $C = n * \mu * r_m * F$

$\mu$  : Coefficient de frottement

$r_m$  : Rayon moyen

$n$  : Nombre de surfaces en contact

$F$  : Force normale appliquée par le diaphragme

- **POSITION DEBRAYEE**

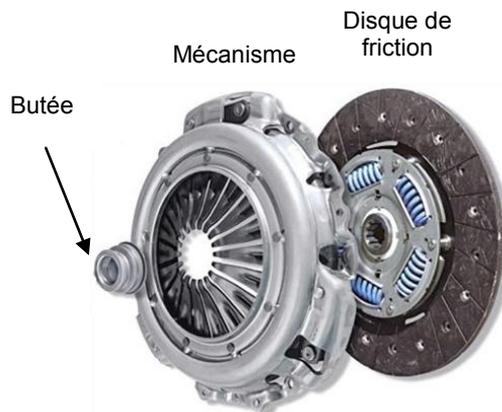
Cette position permet de désolidariser le volant moteur de la boîte de vitesses et d'assurer le passage des rapports de vitesse. Lors de cette phase, le conducteur enfonce la pédale d'embrayage formant un levier articulé sur le châssis. La fourchette pivote et pousse la butée qui appuie sur les doigts du diaphragme. Ces derniers basculent en tirant le plateau de pression. Le disque de friction est alors desserré, il n'est plus entraîné, d'où l'arrêt de l'arbre primaire de la boîte de vitesses.

- **POSITION TRANSITOIRE DE GLISSEMENT**

Au cours de cette phase, la transmission de puissance est progressivement rétablie. La butée occupe une position intermédiaire sur sa course et maintient le diaphragme partiellement basculé, ce qui permet au plateau de pression d'adhérer la friction ou de la libérer. Par ailleurs, le volant moteur et l'arbre primaire de boîte de vitesses ne tournent pas à la même vitesse à cause du glissement entre la friction et le volant moteur, d'où une dissipation d'énergie sous forme de chaleur. Il est à noter que cette situation de patinage est utile pour les fabricants d'embrayage vu qu'elle permet de déterminer le couple transmissible maximal nécessaire pour le dimensionnement de ce système.

### 1.1.3.3. CONCEPTION

L'embrayage automobile est couramment composé d'un disque de friction situé en appui sur le volant moteur, d'un mécanisme qui s'appuie sur le disque et d'une butée qui écrase le mécanisme. L'ensemble plateau de pression, diaphragme, couvercle constitue le mécanisme. Tandis que la butée peut être commandée soit par une commande hydraulique ou par une fourchette.



**Figure 1-6 : Embrayage sec**

- **DISQUE DE FRICTION**

Le disque de friction comprend un disque appelé disque de progressivité (2), qui supporte de chaque côté des garnitures de friction (8) fixées au moyen de rivets (9). Le matériau des garnitures doit avoir le coefficient de frottement le plus élevé et le plus constant possible, quelques soient les variations de température, de pression, etc. Le disque de progressivité est constitué de 8 pales (1) présentant chacune les mêmes spécifications de plis de cambrage. La cambrure des pales a pour objectif de donner une élasticité à la surface de frottement, afin d'assurer la progressivité du contact. Les ressorts (3) situés entre le voile et les rondelles de guidage permettent de transmettre le couple filtré au moyeu (4)

placé au centre. Le voile (5) est lié au moyeu par l'intermédiaire des pré-amortisseurs. Les rondelles de guidage (6) par contre sont maintenues au disque de progressivité via des entretoises (7). Cependant, le moyeu est lié à l'arbre primaire de la boîte de vitesses par des cannelures. Celles-ci assurent le guidage en translation de la friction et la transmission du couple.

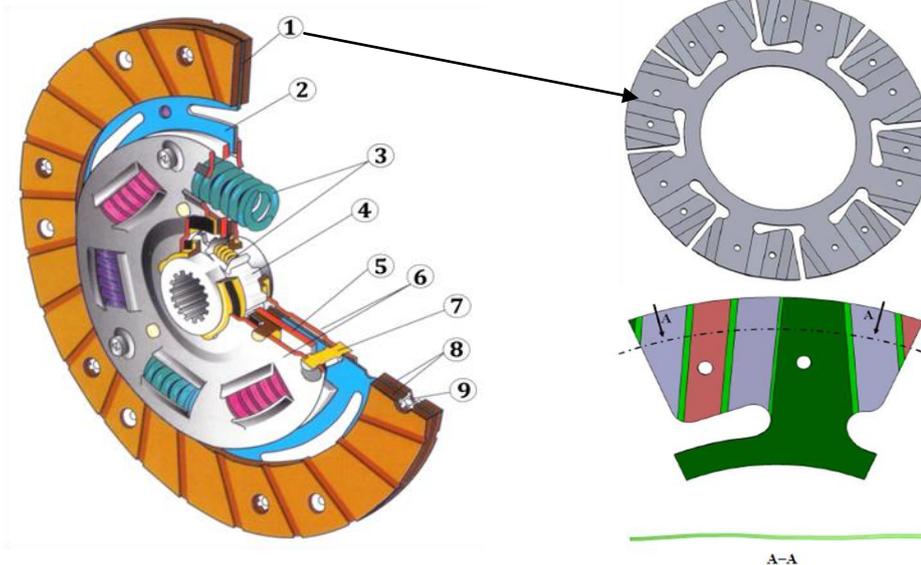


Figure 1-7 : Disque de friction (à gauche) ; disque de progressivité (à droite)

- **MECANISME D'EMBRAYAGE**

Le mécanisme d'embrayage illustré dans la Figure 1-8, a pour rôle d'exercer un effort de pression sur la friction afin de l'écraser contre le volant moteur. En effet, le contact est réalisé sur le plateau de pression, qui d'une part est pressé par le diaphragme et rappelé lors du débrayage par des languettes, liées au couvercle par des rivets. Le couvercle quant à lui est vissé sur le volant moteur. Le diaphragme est articulé sur des crochets élastiques, rigides et un embouti sur le couvercle. Ces articulations peuvent varier légèrement d'une application à une autre sans toutefois modifier le principe de fonctionnement. Elles permettent d'ajuster la pression exercée sur la friction lorsque l'effort est exercé sur les doigts du diaphragme par la butée ; autrement dit, l'articulation réduit l'effort exercé sur le plateau de pression. Celui-ci est rappelé par les languettes élastiques, libérant ainsi le disque de friction. Dans le cas présenté, un système de rattrapage d'usure permet de compenser l'épaisseur perdue de la garniture, par un système à rampes, solidaire du secteur denté, en contact sur des plots solitaires du plateau de pression.

- **BUTEE**

La butée se présente comme un roulement ayant la forme d'une bague qui se place entre l'extrémité de la fourchette et les doigts du diaphragme. Déplacée axialement par la fourchette sur l'arbre primaire de la boîte de vitesses, la butée vient appuyer sur les doigts du diaphragme. Par ailleurs, la butée peut-être à contact permanent ou avec garde. Dans le mécanisme présenté précédemment, la butée est en appui constant sur le diaphragme avec une précharge de l'ordre de 70 à 100N, de façon à assurer qu'il n'y ait aucun glissement entre la bague tournante du roulement et le diaphragme.

- **COMMANDE**

La butée peut être actionnée par deux types de commandes, soit une commande réglable par câble ou une autre hydraulique. Pour la première classe, la fourchette entraîne la butée en translation sous l'action de la pédale d'embrayage. Concernant la deuxième catégorie, la pression de l'huile produite dans le maître cylindre, est amenée jusqu'au vérin afin de déplacer la butée. La commande peut être également susceptible de transmettre les

vibrations engendrées par l'embrayage à la pédale d'embrayage, voire à l'habitacle du véhicule.

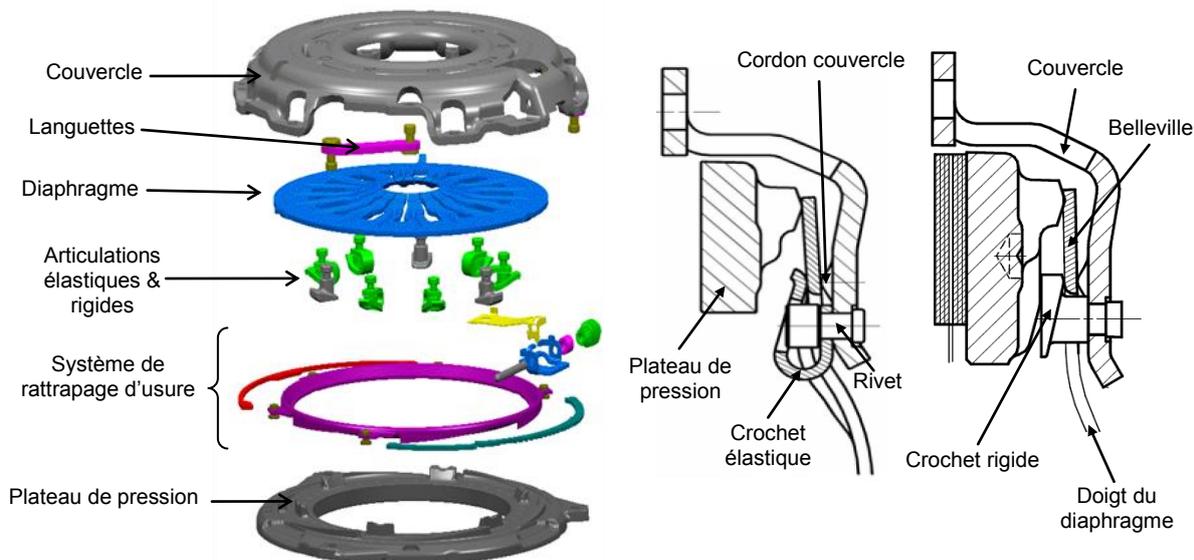


Figure 1-8 : Vue éclatée d'un mécanisme d'embrayage

#### 1.1.3.4. CARACTERISTIQUES

Le système d'embrayage est contrôlé par la course de la pédale, autrement dit par la position de la butée. Durant ses trois phases de fonctionnement, les pièces déformables de l'embrayage présentent un changement important de leur raideur apparente. Il en découle une évolution de la réponse dynamique du système. Nous verrons en effet plus loin que les modes de vibration du système d'embrayage se trouvant dans la zone fréquentielle étudiée, subiront une modification avec la position de la butée. Les principales caractéristiques sont exposées ci-dessous.

- **COURBE DE DIAPHRAGME**

Le diaphragme est une sorte de rondelle Belleville dans laquelle sont découpés les doigts du diaphragme, qui supportent l'effort de la butée sur une zone de contact très restreinte. Le traitement de cette rondelle initialement plane (cambrage, trempe, revenu de stabilisation), lui donne une forme conique. Lors du montage, le diaphragme sous contrainte exerce sa charge sur le plateau de pression. La charge du diaphragme dépend de ses dimensions, de son angle de cambrage, du processus qu'il a subi et de ses diamètres d'appui sur le plateau et le couvercle. La particularité de la charge d'un diaphragme est qu'elle est non-linéaire, mais elle présente un ensellement en forme de selle de cheval (différence entre la charge maximale et charge à la vallée). Cet ensellement varie selon plusieurs paramètres tels que l'angle ou l'épaisseur du diaphragme par exemple.

La courbe caractéristique du mécanisme est la représentation graphique de la loi effort-déplacement à la butée, voir la Figure 1-9. Elle est liée à plusieurs éléments: la flexion du doigt, la déformation du couvercle, la caractéristique de la partie « belleville » du diaphragme, la précharge des articulations élastiques, etc. La charge axiale à la butée en fonction de la course de la butée est obtenue à l'aide d'un essai expérimental. Ce test consiste à fixer le mécanisme d'embrayage à un bâti mécanique par des vis. Un vérin hydraulique charge axialement la butée, afin de presser sur les doigts du diaphragme et libérer par la suite le plateau de pression. Au départ, le système est en situation embrayée. Ceci correspond à une position relative nulle et à une précharge de 70N exercée par la butée sur les doigts du diaphragme. En contre partie, la partie « Belleville » du diaphragme exerce sa charge nominale sur le plateau de pression. Ensuite, le déplacement de la butée produit une flexion des doigts du diaphragme et une déformation du couvercle, qui

s'accompagne par une augmentation quasi-linéaire de la charge. Cette phase s'achève à l'instant où le moment de flexion des doigts s'équilibre avec le moment résultant de la belleville. Celle-ci commence à fléchir à partir de ce point pour donner une forme non-linéaire à la courbe. Maintenu constamment en contact avec le diaphragme par l'intermédiaire des languettes, le plateau de pression se lève finalement.

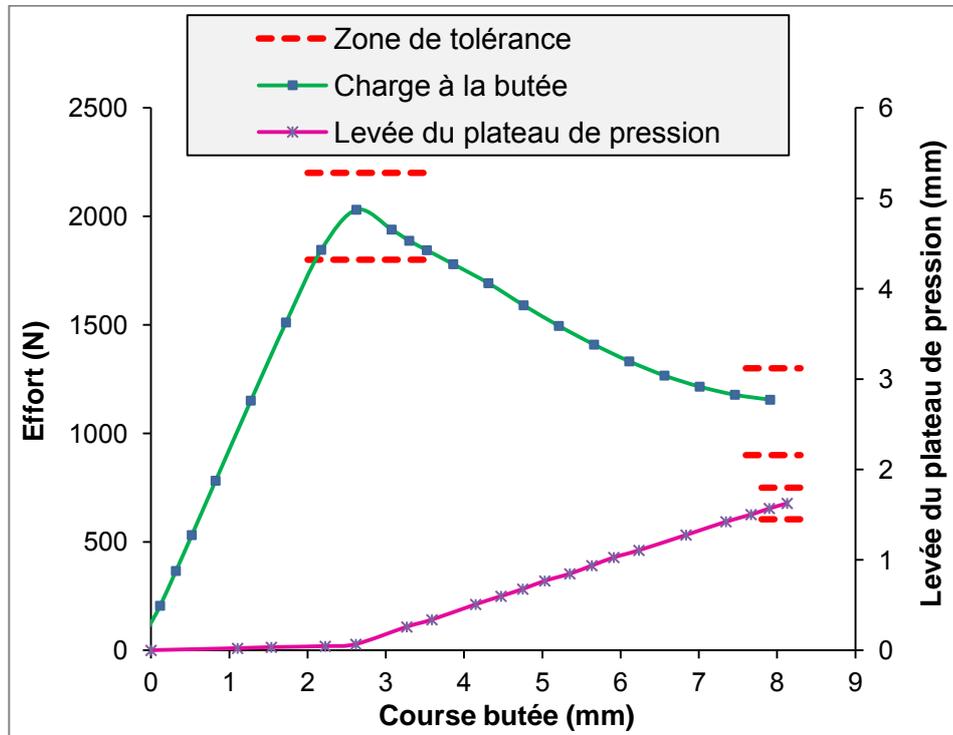


Figure 1-9 : Courbe caractéristique du mécanisme d'embrayage seul

#### • COURBE DE PROGRESSIVITE DU DISQUE DE FRICTION

La progressivité du disque est caractérisée par une courbe charge-compression appelée courbe de progressivité qui caractérise la compression du disque de friction due à la charge appliquée par le plateau de pression. Cette courbe représente la moyenne des mesures réalisées sur plusieurs disques de même référence. De plus, elle doit respecter les spécifications et les intervalles de tolérances imposés en vue d'assurer un confort optimal. Pour mesurer la progressivité, le disque est placé entre deux plateaux rigides sous une presse à 9500N. Les mesures sont effectuées en relâchant la charge de 9500N jusqu'à une valeur de précharge de 70N, qui permet de s'affranchir des défauts de planéité du disque. La Figure 1-10 illustre une mesure de progressivité qui caractérise la progressivité du disque après assemblage des garnitures.

Cette caractéristique est représentée par l'effort axial de compression en fonction de l'écrasement de la friction. Sur le graphique, la courbe permet d'apprécier la forme progressive et non-linéaire caractéristique des disques de friction. Cette allure permet de transmettre progressivement le couple moteur ainsi que d'améliorer le confort de conduite lors du démarrage et des passages de vitesses. L'impact de la progressivité sur le système complet est visualisé dans la Figure 1-11. La courbe de charge de la progressivité s'ajoute à la courbe de charge du mécanisme. Ceci permet d'arrondir considérablement les contours non-linéaires des courbes et de diminuer les efforts vus à la butée, ce qui représente une aide au débrayage. Le point d'intersection entre les courbes de levée du plateau de pression avec et sans progressivité, nommé point de léchage, correspond à la position de rupture de contact entre le plateau de pression et le disque de friction.

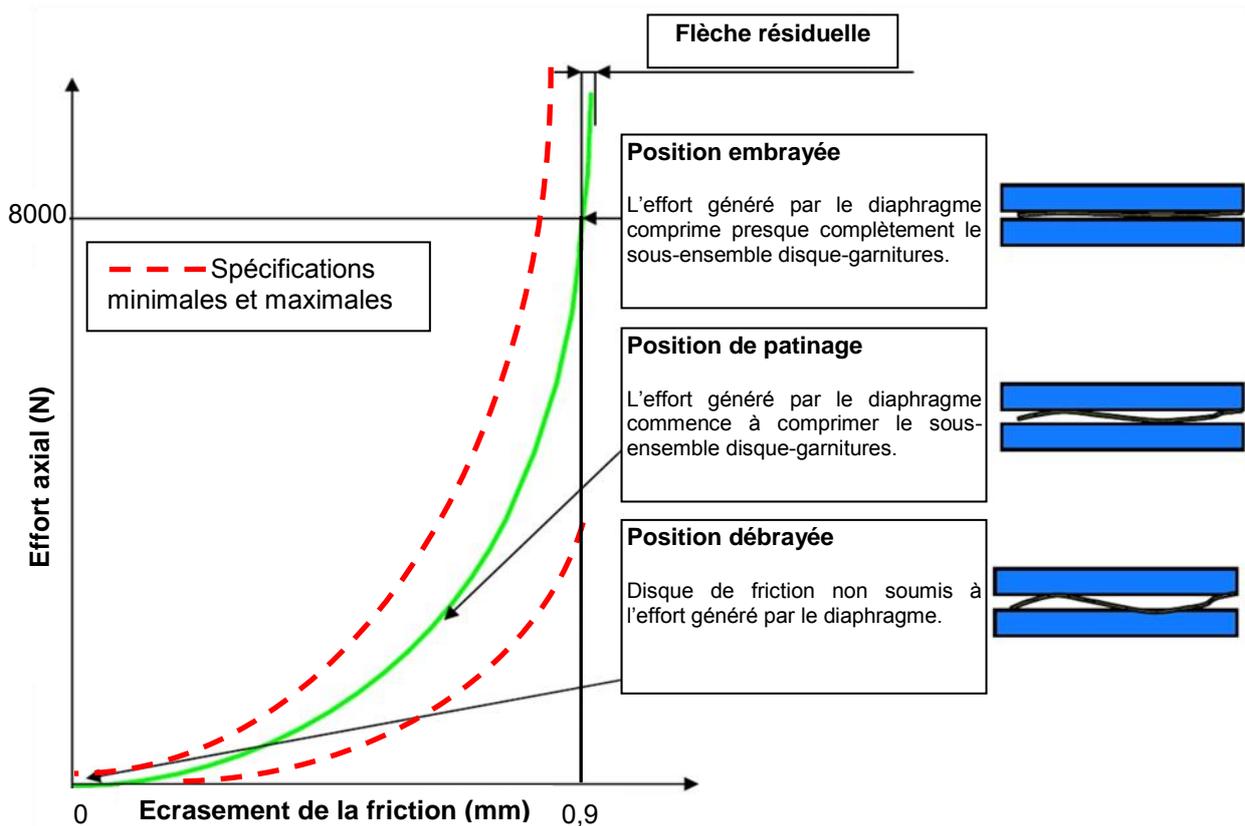


Figure 1-10 : Courbe de progressivité

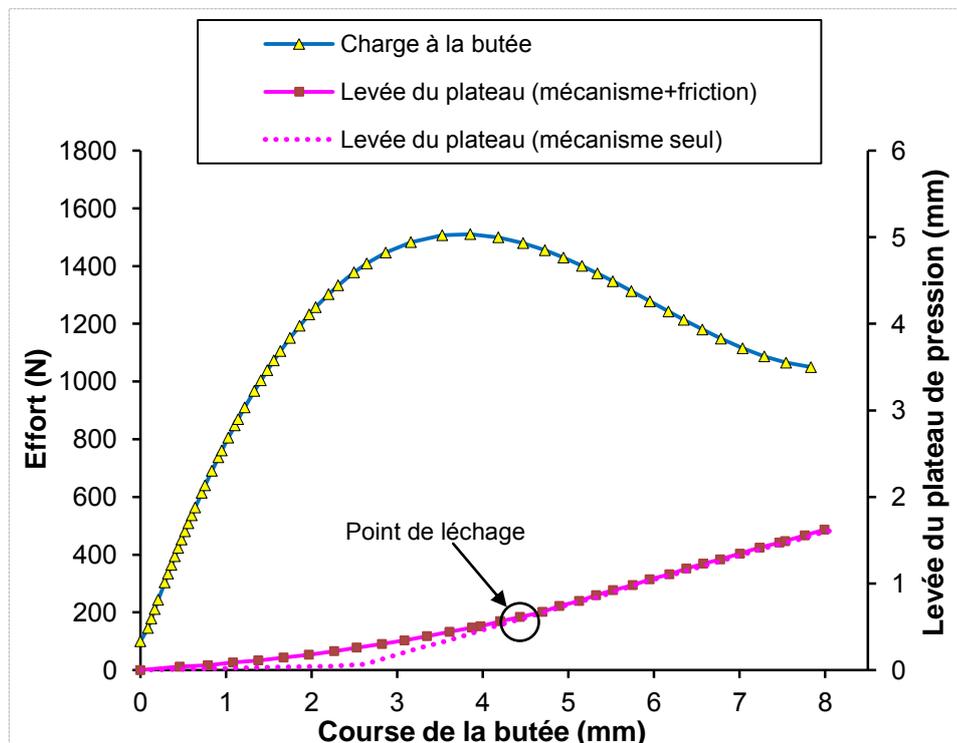


Figure 1-11 : Courbe caractéristique du mécanisme + disque de friction

#### 1.1.4. BOITE DE VITESSES

La boîte de vitesses est un dispositif mécanique ou mécatronique, permettant la transformation et la transmission de la puissance d'un moteur thermique aux roues motrices

d'un véhicule. Au moyen de ses rapports de réduction ou de démultiplication, la boîte de vitesses adapte le couple fourni par le moteur au couple indispensable aux roues. Afin d'assurer les différentes démultiplications, l'utilisation des engrenages s'est imposée comme la solution la plus efficace. Les boîtes à commandes manuelles, automatiques ou robotisées utilisent des engrenages à dentures hélicoïdales ou des trains épicycloïdaux. Actuellement, il existe d'autres concepts n'utilisant pas d'engrenages, telle la transmission à variation continue CVT. Toutefois, elle demeure moins exploitée à ce jour. Le cas d'étude dans cette thèse s'intéresse aux boîtes de vitesses manuelles. Celles-ci sont constituées généralement de deux arbres parallèles (primaire et secondaire), des pignons et des synchroniseurs. Leur principe de fonctionnement repose sur le choix d'un couple de pignons dont le rapport de réduction, diffère d'un couple à l'autre. Chaque couple est composé d'un pignon de vitesse, fixe sur l'arbre primaire et d'un pignon fou en liaison pivot avec l'arbre secondaire. Lorsque le synchroniseur est accouplé au pignon fou, cette manœuvre le rend solidaire à l'arbre secondaire, d'où l'enclenchement du rapport de transmission.

### 1.1.5. DIFFERENTIEL

Le différentiel est un dispositif mécanique ayant pour fonction de communiquer le mouvement de rotation de l'arbre de sortie de la boîte de vitesses aux arbres des roues, et de permettre à celles-ci de tourner à des vitesses différentes afin d'éviter leur patinage lors d'un virage. Généralement constitué d'un réducteur à train épicycloïdal, le différentiel est situé entre la boîte de vitesses et les arbres de transmission des deux roues arrière dans le cas d'un véhicule à propulsion. Pour un véhicule à traction, il est compris dans la boîte de vitesses. Finalement, un véhicule à traction intégrale compte trois différentiels étalés sur les deux essieux avant et arrière ainsi qu'un autre dédié à la répartition avant-arrière.

### 1.1.6. ARBRES DE TRANSMISSION

Les arbres de transmission ont pour but de transmettre la puissance mécanique depuis la sortie de la boîte de vitesses ou du différentiel aux roues. Deux types d'arbres sont à distinguer : longitudinaux et transversaux. Pour chacune des deux catégories, un arbre de transmission est constitué d'un cylindre, de deux joints articulés permettant les débattements de la suspension et d'un joint coulissant pour rendre possible le braquage des roues.

### 1.1.7. PNEUMATIQUES

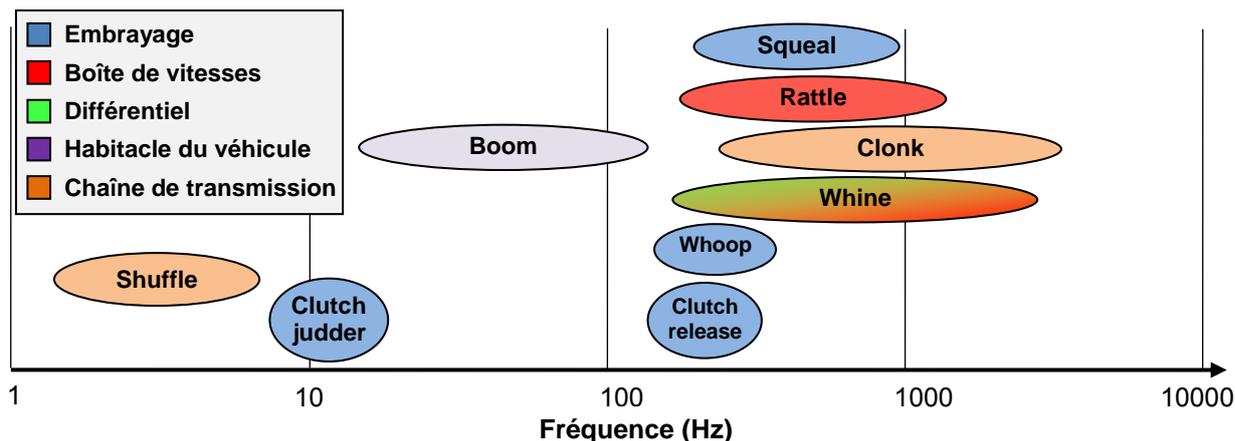
La pneumatique est un élément crucial dans la chaîne cinématique du véhicule. Assurément, les pneus participent à la suspension et au confort du véhicule, mais aussi au rapport de réduction total de la chaîne de transmission, grâce à leur rayon. Il est à noter que l'embrayage est peu influencé par le comportement des pneumatiques.

## 1.2. LES PHENOMENES VIBRO-ACOUSTIQUES DE L'EMBRAYAGE

Parmi les principales sources de bruit et de vibrations des véhicules, figurent les vibrations des systèmes de transmission. Ces phénomènes vibro-acoustiques sont associés aux plaintes des clients. Dans un embrayage sec, les effets dynamiques qui apparaissent sont très complexes. Ceci s'explique par une architecture confinée comprenant deux garnitures de structure complexe, des contacts unilatéraux, des ressorts non-linéaires, de grandes déformations, etc. En effet, l'embrayage subit des vibrations sous deux formes: torsionnelles et axiales. Les vibrations torsionnelles provenant du volant moteur, sont causées par l'acyclisme du moteur. En ce qui concerne les vibrations axiales de l'embrayage, elles se définissent comme étant tous les débattements perçus suivant l'axe de rotation du système. La source d'apparition de ces vibrations se divise en deux catégories : moteur et frottement. La première est due aux débattements axiaux du volant moteur, en raison de la flexion du vilebrequin. La seconde est générée par le frottement au niveau des garnitures sous certaines conditions, principalement durant la phase de patinage. Par

conséquent, de nombreux phénomènes vibro-acoustiques sont inhérents aux effets dynamiques de l'embrayage.

Cette partie tente donc de mettre en lumière les différents types de bruits et de vibrations susceptibles d'être ressentis par le passager dans un véhicule automobile, et qui sont influencés plus ou moins par l'embrayage. Le sigle communément employé pour définir ces nuisances est celui de NVH, en référence à la terminologie anglaise de « Noise, Vibration and Harshness ». Une liste des phénomènes NVH les plus fréquemment rencontrés lors d'un fonctionnement normal, ainsi que leur gamme de fréquences habituelle est illustrée dans la Figure 1-12. Une attention particulière sera portée aux phénomènes vibro-acoustiques inhérents aux vibrations axiales d'embrayage.



**Figure 1-12 : Gamme de fréquence des problématiques NVH de la chaîne de transmission.**

Le **balancement** (*shuffle*) est une forme de mouvement de va-et-vient longitudinal du véhicule à très basse fréquence (2 à 8Hz) sans répercussion sonore. Ce type de vibrations qui reste peu courant dans un véhicule, se produit après d'une décélération qui se suit immédiatement par une montée brutale du régime moteur à embrayage fermé et à faible rapport de vitesse [9]. Il peut également survenir après un saut de rapport de vitesses ou un ré-embrayage rapide. Ce phénomène vibro-acoustique peut être accompagné par du bruit de *clonk* (voir ci-après) [13,14]. Le balancement est dû à l'excitation du premier mode de torsion de la chaîne de transmission lorsque le véhicule est en mouvement, spécialement quand la période de la pente du couple est au dessus de 300ms [15]. Ceci induit principalement un couplage entre un mode torsionnel de corps rigide et des oscillations à très basse fréquence de la chaîne de transmission. Ce qui se répercute par des secousses violentes du véhicule et qui nuit au confort des passagers.

Le **broutement d'embrayage** (*clutch judder*) est un phénomène vibro-acoustique générée au niveau de l'embrayage lors d'une phase de patinage au décollage du véhicule. Il se propage le long de la chaîne de transmission, pour se traduire finalement par des vibrations longitudinales du véhicule à très basse fréquence (5-20Hz) [9]. Les variations périodiques du couple transmis par l'embrayage dont la fréquence est identique à celle de la transmission du véhicule, sont à l'origine du broutement. En effet, les vibrations de torsion produites dans la chaîne de transmission sont converties en vibrations axiales de la carrosserie. De ce fait, elles sont transmises via les organes de commandes et les sièges, ce qui crée une sensation de gêne aux passagers [16-18]. Le broutement d'embrayage est associé au premier mode de torsion de la chaîne de transmission, qui peut être excité de deux manières distinctes. La première par auto-excitation, est due à une chute du gradient du coefficient de frottement de la surface en contact, c'est-à-dire une diminution du coefficient de frottement au fur et à mesure que la vitesse augmente. A ce moment, des oscillations de la vitesse de rotation de la transmission dont l'amplitude croît exponentiellement sont observées. Une fois le synchronisme, ces oscillations atteignent la valeur de saturation, ce qui fait référence aux cycles limites de stick-slip « collé-glissé » (voir

ci-après). En d'autres termes, en ce point de fonctionnement, les pièces du système composé du volant moteur, embrayage et boîte de vitesses entrent en contact. Cette phase d'adhérence est suivie d'une phase de glissement. D'autre part, les vibrations engendrées dans la chaîne de transmission se propagent longitudinalement dans le véhicule. Le gradient du coefficient de frottement dépendant de la vitesse de glissement est sensible à l'usure, la température de la surface, l'effort normal du plateau de pression, le matériau de la garniture et l'usage du véhicule. La deuxième dite broutement provoqué, résulte des défauts géométriques des pièces du système et de la présence d'une sollicitation extérieure périodique à titre d'exemple des vibrations axiales du vilebrequin. Celles-ci engendrent une variation de l'effort de plaquage du plateau de pression et ainsi une variation du couple transmis. Cependant, les dispersions géométriques se résument dans des défauts de parallélisme du plateau de pression, défauts de planéité de la garniture, un décalage angulaire entre le vilebrequin et l'arbre primaire de la boîte de vitesses, etc. [17,19].

Le **bourdonnement** (*boom*) fait partie des bruits de basse fréquence et de forte amplitude, évoluant entre 20 et 160 Hz [9]. Il est considéré comme étant le plus gênant pour les conducteurs. Ce son est typiquement perçu dans l'habitacle du véhicule quand le moteur atteint un régime élevé [1,20]. Le phénomène est habituellement lié au troisième mode torsionnel de la chaîne de transmission [9]. Il est généré par les excitations des harmoniques de l'ordre moteur, qui s'introduisent dans la chaîne cinématique via les supports du moteur, de la transmission, du système d'échappement, des arbres de transmission et des suspensions, pour exciter finalement l'habitacle du véhicule. Le bourdonnement se produit par conséquent lorsque les modes de structure de la carrosserie coïncident avec ses modes acoustiques de la cavité [20].

La **libération d'embrayage** (*clutch release*) est un phénomène vibratoire de basse fréquence (140 à 400 Hz), entraînant la prolongation du contact des garnitures de friction sur le plateau de pression ou sur le volant moteur en position débrayée. Ceci conduit à la transmission d'un couple résiduel à la boîte de vitesses qui empêche le passage des rapports de vitesses [21]. De ce fait, le conducteur est dans l'obligation à travers le levier de vitesse, de fournir un couple supérieur au couple résiduel, dans le but de changer le rapport de vitesse. Dans la mesure où le conducteur aboutit à effectuer la manœuvre, les synchroniseurs de la boîte de vitesse risquent de se détériorer. La libération est principalement observée à haut régime moteur. Elle est le résultat des débattements axiaux induits par les modes de pompage ou de basculement associés au plateau de pression ou au volant moteur.

Le **bruit de pédale** (*whoop*) est un phénomène vibro-acoustique de la pédale d'embrayage qui s'accompagne par un bruit désagréable durant la phase de patinage de l'embrayage [22,23]. La gamme de fréquence du phénomène est comprise entre 150 et 300 Hz [9,24]. Le phénomène a tendance à s'amplifier à haute température et durant une montée en régime [16,25]. De plus, il est sensible au type du moteur, volant moteur et au circuit de transfert des vibrations entre le volant et la pédale d'embrayage. La source d'excitation de cette problématique vibro-acoustique réside dans les vibrations axiales du volant moteur [9,16,22,23,26]. Celles-ci passent directement à travers le système de commande de l'embrayage pour atteindre finalement la pédale. Cette problématique peut être résolue en déplaçant la fréquence naturelle du système de commande vers le haut de 200 à 250 Hz, en jouant sur la longueur du câble, l'architecture de la fourchette ou encore celle du couvercle [22,24,27].

Le **sirènement** (*whine noise*) est un bruit à caractère tonal continu de haute fréquence (200 à 4000 Hz), émis à embrayage fermé. Le sirènement se manifeste à la fréquence d'engrènement des pignons et ses harmoniques, en raison de l'erreur statique de transmission dans la boîte de vitesses ou le différentiel [9,20]. Par ailleurs, cette nuisance est favorisée lors de l'utilisation de pignons à denture droite dans la transmission [20,28].

Le **claquement** (*driveline clonk*) est un bruit métallique de nature impulsionnel de courte durée estimée entre 20 et 100 ms. Les causes qui sont à l'origine de ce phénomène sonore de très haute fréquence (500 à 5000 Hz), se résument généralement en une variation soudaine du couple moteur, due à un changement de vitesses ou un embrayage violent [13]. De ce fait, ces événements sont suivis par des secousses ressenties par les passagers, au premier mode de torsion (cf. balancement) ou à une autre résonance de la chaîne cinématique. Le claquement est toujours associé à la présence de jeux fonctionnels dans la chaîne de transmission. Quand les jeux sont rattrapés, une grande énergie à impulsion est délivrée à la chaîne cinématique qui excite les modes des différents composants de cette dernière [29]. Les recherches actuelles montrent que la caractéristique du pré-amortisseur de l'embrayage ou l'utilisation d'un double volant amortisseur, est un facteur important pour le contrôle du claquement [16, 30].

Le **graillonnement** (*rattle*) est un bruit large bande de la transmission, sans tonalité particulière. Il peut survenir au point mort (*idle rattle*) ou à rapport engagé : lors d'une phase de patinage au décollage du véhicule (*rattle at vehicle take-off*) ou à embrayage fermé en conduite normale (*drive rattle*). Le graillonnement est un phénomène assez récent. Il est généralement sensible à plusieurs facteurs : une température élevée et une faible viscosité de l'huile de boîte, l'allègement de la transmission, les fortes pressions de combustion, les modes de torsion de la transmission, un faible couple de trainée des pignons et une perception accrue des bruits par les automobilistes [9,31]. Le phénomène est provoqué par les chocs entre les pignons menants et les pignons fous des rapports non engagés, contrairement au claquement qui est émis par les chocs des pignons engagés de la transmission par lesquels transite le couple. Ces chocs consécutifs des pignons délivrent une excitation impulsionnelle très large bande atteignant 2000 Hz, capable d'exciter un nombre important de modes de la transmission [12]. En effet, les modes torsionnels de la chaîne de transmission amplifient le graillonnement [9,20,31,32]. Le mode responsable de ce bruit est associé au deuxième ou au troisième mode de torsion, localisé entre 40 à 80 Hz selon l'architecture du véhicule, ce qui correspond à une excitation d'ordre 2 du régime moteur entre 1200 et 2400 trs/min. Les voies de propagation des chocs se présentent sous deux catégories : solidienne et aérienne. Dans la première, les vibrations se transmettent le long de la structure, mettant en jeu différents composants de la transmission. Dans la seconde, les ondes vibratoires créent un champ de pression dans le fluide environnant, qui se traduit par un rayonnement acoustique du carter de la boîte. Par ailleurs, les chocs se produisant dans la boîte sont dus à la mauvaise filtration des acyclismes par le volant moteur ou l'embrayage, dans le cas du graillonnement au point mort et à rapport engagé en conduite normale [1,9]. Cependant, la source du graillonnement qui survient en phase de glissement de l'embrayage et au décollage du véhicule, demeure inconnue.

Le **crissement d'embrayage** (*clutch squeal*) est une manifestation acoustique indésirable de haute fréquence (250 à 1000 Hz). Le phénomène est perçu durant une phase de patinage prolongée à forte transmission de couple (démarrage en côte, tractage de remorque, etc.). Il est néanmoins exceptionnel lors des passages de rapports, dans la mesure où ceux-ci s'effectuent trop rapidement [32-34]. Les observations expérimentales indiquent que les effets générés par le crissement n'affectent pas les performances de l'embrayage [34]. Dans la littérature, il est largement admis que le crissement d'embrayage est induit par le frottement du système composé du plateau de pression et du disque de friction [32-34]. L'hypothèse principale adoptée à ce jour pour expliquer le déclenchement du phénomène, consiste à dire qu'une instabilité vibratoire de flottement, est à la source du bruit [32-37]. Cette théorie sera clairement détaillée dans la section 1.4.1. En effet, Wickramarachi *et al.* [38] ont observé expérimentalement que le plateau de pression vibre suivant un mouvement de nutation « wobbling motion » à 450 Hz lors du crissement d'embrayage. Ce système dynamique autonome non-linéaire génère des vibrations auto-entretenues responsables d'émissions sonores pouvant atteindre 110dB.

Il existe de nombreux phénomènes vibro-acoustiques inhérents à l'embrayage. Quatre d'entre eux sont liés aux vibrations axiales de l'embrayage : le crissement, la libération, le broutement et le bruit de pédale d'embrayage. Toutefois, l'origine du graillonnement de boîte au décollage n'est pas identifiée. Les travaux de cette thèse portent uniquement sur deux de ces phénomènes, à savoir le crissement d'embrayage et le graillonnement au décollage. Ce choix est motivé par le faible nombre d'études relatives à ces problématiques, plus particulièrement pour le graillonnement au décollage qui ne compte aucune étude expérimentale ou numérique à notre connaissance et par leur caractère nouveau.

## 1.3. OBSERVATIONS EXPERIMENTALES DES PHENOMENES NVH ETUDIES

Dans le but de choisir un modèle adéquat pour simuler les deux problématiques NVH, des essais sont requis. Ceux-ci permettent de déterminer les sollicitations et les composants mis en jeu dans l'apparition du phénomène et apportent un regard critique sur les hypothèses adoptées dans la modélisation. Cette section présente les observations expérimentales réalisées pour chaque phénomène NVH séparément.

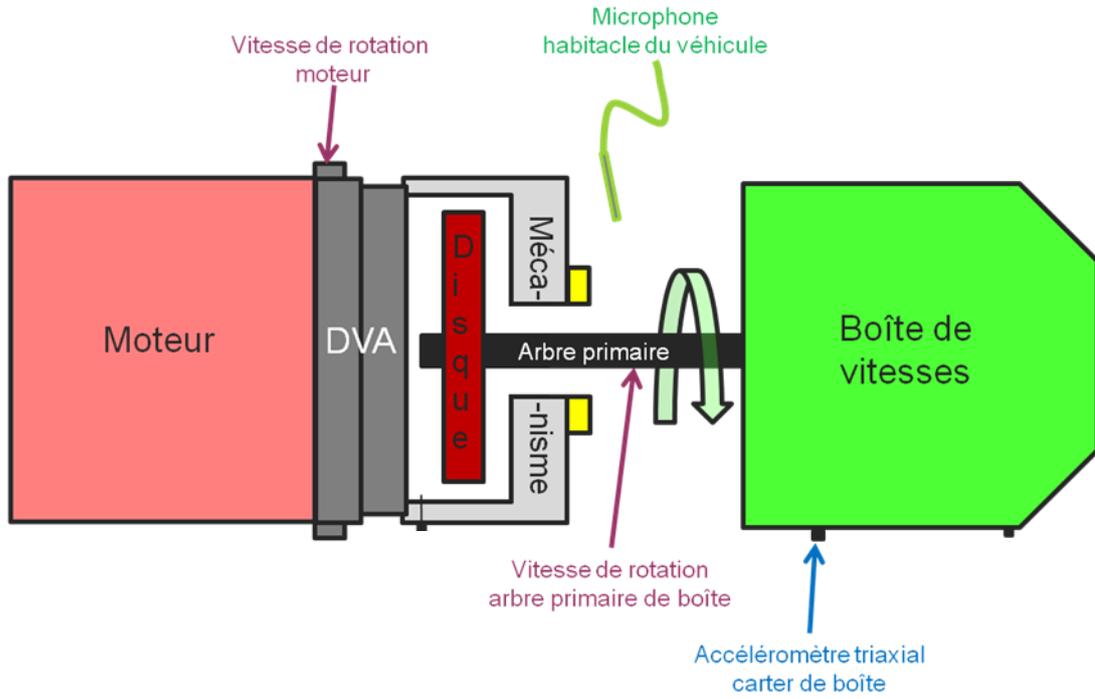
### 1.3.1. CRISSEMENT D'EMBRAYAGE

Le cas étudié est observé sur un modèle de véhicule de tourisme, doté d'un moteur qui développe une puissance de 136 chevaux et un couple maximal de 280 N.m. Dans le but d'évaluer subjectivement le phénomène, des tests sur véhicule ont été réalisés sur une piste d'essais dans les mêmes conditions d'apparition du bruit citées plus haut. En effet, une remorque pesant 1600 kg est attachée au véhicule. En outre, les démarrages sont effectués au 1<sup>er</sup> rapport de la boîte de vitesses, dans diverses pentes variant de 1 à 16%. Ces dispositions ont été choisies afin de prolonger le patinage de l'embrayage et de transmettre un couple important pour favoriser l'apparition du crissement. En raison des difficultés à installer des capteurs dans l'embrayage dû à l'encombrement, la chaîne cinématique est instrumentée avec les capteurs suivants :

- Deux capteurs de vitesse de rotation du moteur et de l'arbre d'entrée boîte. Ils sont de forme cylindrique, placés en face des roues dentées et enregistrent le passage des dents. Le premier capteur est situé à proximité de la couronne dentée du volant moteur, tandis que la vitesse du second est mesurée sur le pignon de l'arbre primaire de boîte qui compte le plus de dents.
- Un accéléromètre triaxial est placé sur le carter de la boîte de vitesses.
- Un microphone est monté dans l'habitacle du véhicule au niveau des oreilles du conducteur.
- Un capteur de position de la pédale d'embrayage.

Un schéma représentatif de l'emplacement de l'instrumentation est présenté dans la Figure 1-13.

La procédure de l'essai est simple, elle consiste dans un premier temps à se mettre dans une situation débrayée. Ensuite, il va falloir appuyer sur la pédale de l'accélérateur pour monter le régime moteur. Finalement, la pédale d'embrayage est relâchée progressivement jusqu'à la fermeture totale de l'embrayage. Le résultat d'une mesure est illustré dans la Figure 1-14.

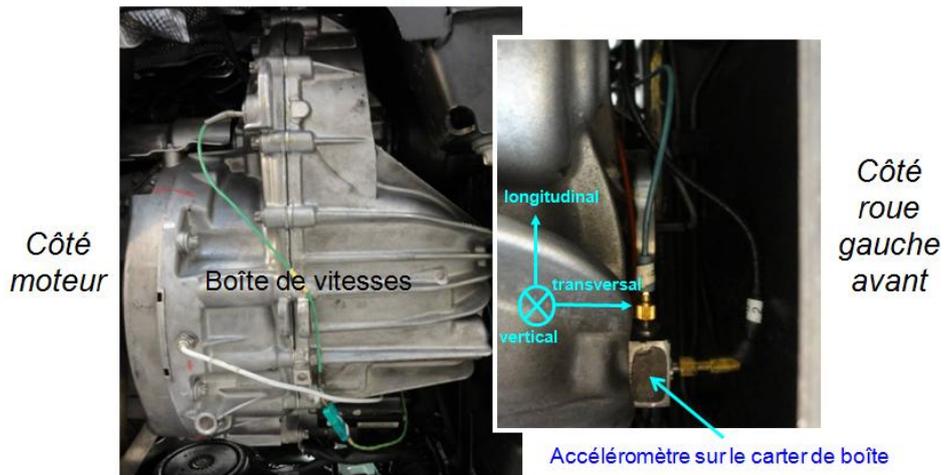


Captur de position pédale d'embrayage



Microphone accroché au siège du conducteur

Devant du véhicule

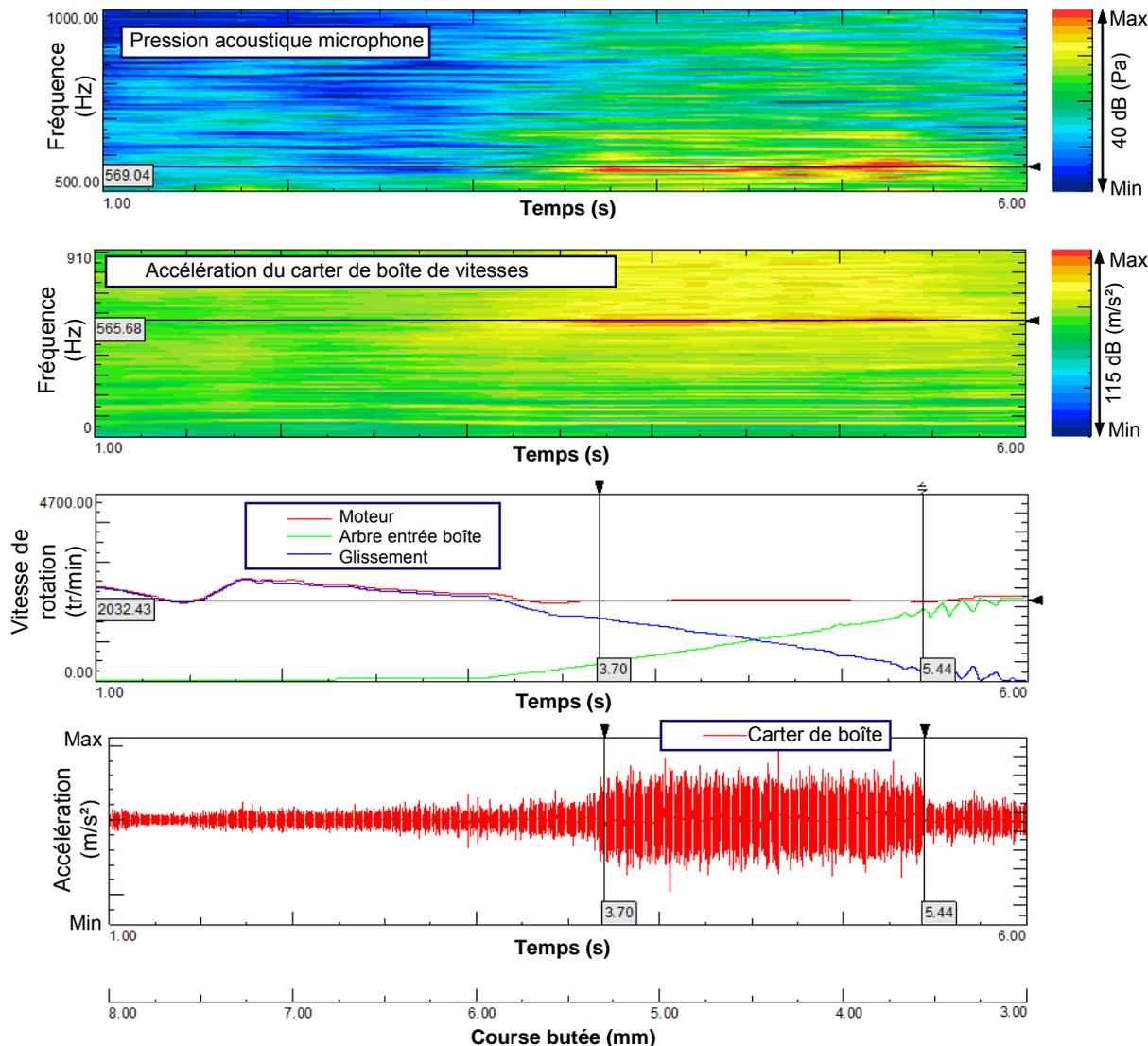


Accéléromètre sur le carter de boîte

Arrière du véhicule

Figure 1-13 : Instrumentation sur véhicule pour le crissement d'embrayage

La réponse de l'accéléromètre du carter de boîte ainsi que celle du microphone, est représentée sous forme de spectrogramme temps-fréquence. Ce dernier présente la localisation temporelle des composantes fréquentielles représentées par des amplitudes à niveau élevé. Le premier capteur affiche l'accélération, tandis que le second mesure la pression acoustique du bruit dans l'habitacle. Par ailleurs, la réponse des capteurs de déplacement et de vitesse est tracée dans le domaine temporel sous la forme classique.



**Figure 1-14 : Mesure de crissement d'embrayage sur véhicule**

Il apparaît ainsi que le crissement se produit autour d'une course de butée d'un intervalle avoisinant 1.75mm, allant de 5.25 à 3.5mm, soit la moitié de la course de la butée. À cette position, un écart est visible entre les vitesses de rotation du moteur et celle de l'arbre primaire de boîte, équivalent à une situation de patinage de 3 s. Le crissement disparaît une fois le synchronisme des vitesses du moteur et boîte, est atteint. Cet événement coïncide avec une chute brutale des niveaux vibratoires. La réponse fréquentielle du bruit quant à elle, indique une fréquence fondamentale autour de 570 Hz, liée à la position de la pédale. De plus, il est observable que cette fréquence n'est sensible ni à la vitesse de rotation du moteur, ni à celle de l'arbre primaire de boîte. Par ailleurs, les observations expérimentales ont montré que le crissement d'embrayage est favorisé lors des décollages en forte pente, en raison de l'augmentation du couple résistant dans de telles situations, d'où des temps de patinage importants.

### 1.3.2. GRAILLONNEMENT AU DECOLLAGE

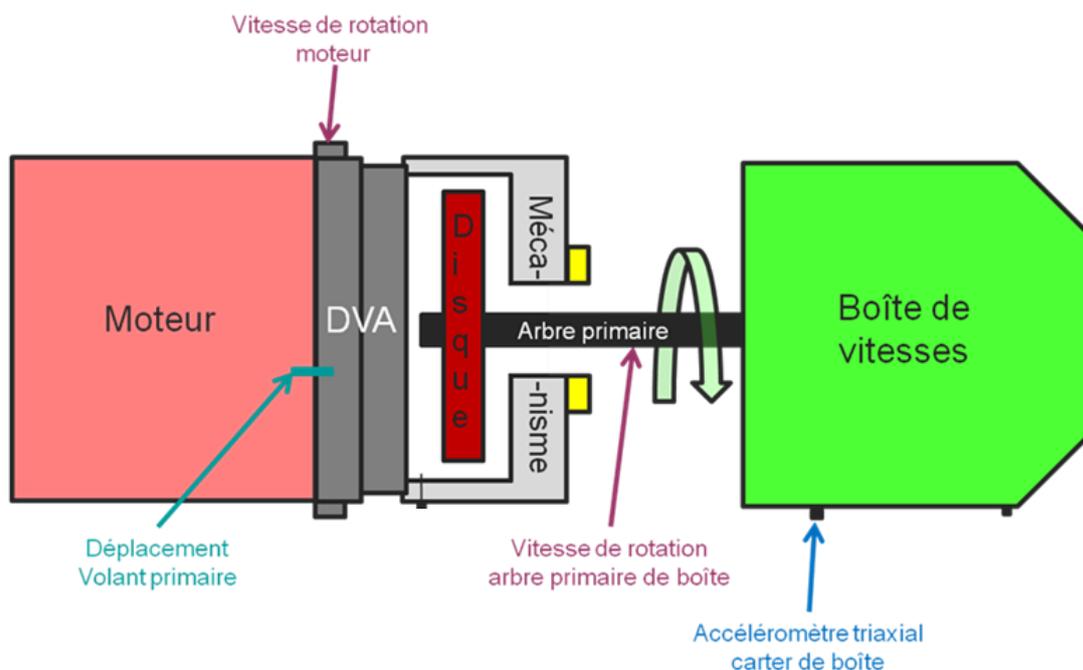
Le graillonnement au décollage, est perçu sur un autre modèle de véhicule de tourisme. Celui-ci est équipé d'un moteur de 1.6 L en cylindrée et développant un couple de 250 N.m. Les conditions d'apparition du bruit sont spécifiques à savoir : faible rapport de boîte de vitesses (1<sup>er</sup> ou 2<sup>ème</sup>), régime moteur entre 1500 à 2600 trs/min et lors du patinage de l'embrayage. Le phénomène est favorisé dans des situations de transmission de couple élevée. Il est à noter que le même système d'embrayage sur lequel ce phénomène a été observé, est presque identique à celui sur lequel le crissement a été identifié. La seule différence réside dans la masse du plateau de pression. Celui-ci est plus léger dans l'application du crissement (0.8 kg de moins). Ceci affecte les caractéristiques dynamiques de l'embrayage, notamment les fréquences propres de ce système.

#### 1.3.2.1. ESSAI SUR VEHICULE

Les essais sur ce phénomène NVH ont été accomplis dans un premier temps sur véhicule. De ce fait, une instrumentation quasiment identique à celle utilisée pour le crissement, a été mise en place de la façon suivante :

- Deux capteurs de vitesse de rotation du moteur et de l'arbre d'entrée boîte.
- Un accéléromètre triaxial est placé sur le carter de la boîte de vitesses.
- Un capteur de déplacement axial du volant moteur
- Un capteur de position de la pédale d'embrayage.

Un schéma représentatif de l'emplacement de l'instrumentation est présenté dans la Figure 1-15.



**Figure 1-15 : Instrumentation sur véhicule pour le graillonnement au décollage**

Le véhicule subit ensuite différents types de décollages sur une piste d'essais:

- Décollage sur une route plate (pente 0%), deuxième rapport de boîte
- Démarrage en côte (pente 12%), premier rapport de boîte
- Démarrage en côte (pente 16%), premier rapport de boîte

- Démarrage en côte (pente 26%), premier rapport de boîte

Avant de débiter l'essai, le véhicule est initialement au repos, le moteur tourne à un régime au dessus de 2000 trs/min environ, tandis que l'embrayage est complètement débrayé pour enclencher le rapport de boîte. La pédale d'embrayage est graduellement libérée par la suite, par conséquent le véhicule commence à se déplacer. Les figures suivantes montrent l'ensemble des mesures pour un essai sur une pente à 26% en rapport 1<sup>er</sup> de boîte durant un ré-embrayage. Les données acquises sont tracées sous forme temporelle et fréquentielle. Le premier graphe présente l'évolution temporelle du régime moteur, de la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée de boîte et de l'accélération du carter de boîte. Au début de la mesure, le plateau de pression rentre en contact avec le disque de friction pour transmettre le couple moteur. Au fur et à mesure de l'avancement du plateau de pression, la vitesse de rotation de l'arbre primaire de la boîte croît. Pendant ce temps, l'amplitude des vibrations du carter de boîte varie considérablement selon la position de pédale d'embrayage, notamment avec le régime moteur, voir Figure 1-16 et Figure 1-17 . De plus, une répétabilité périodique des pics de l'accélération du carter de boîte est identifiable.

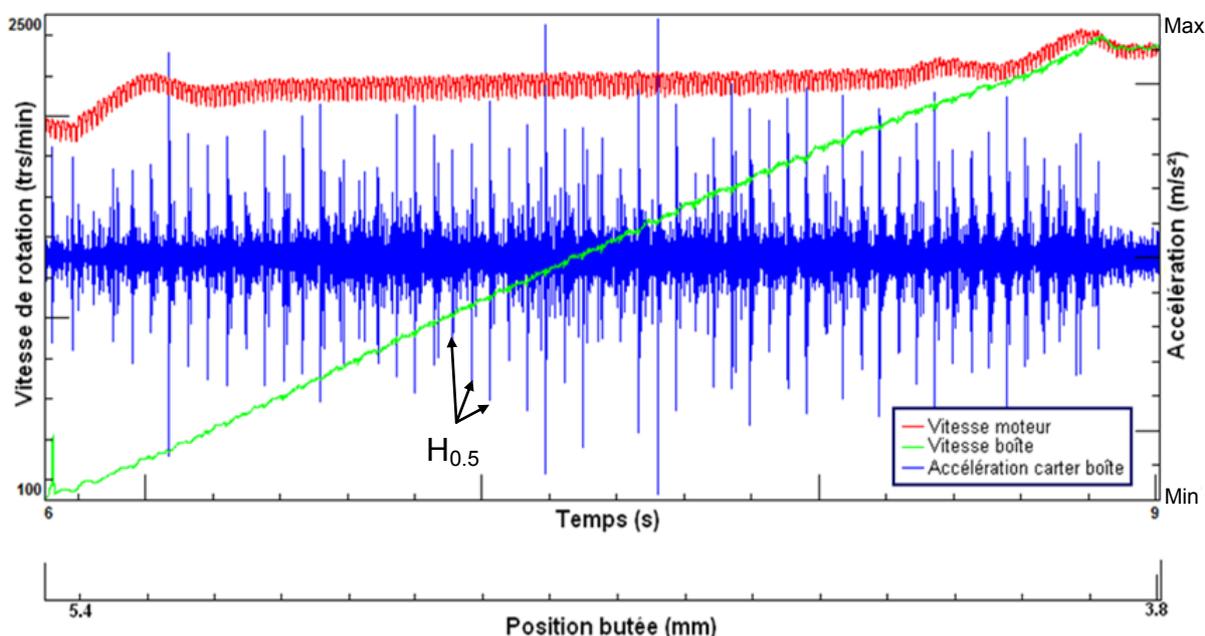


Figure 1-16 : Réponses temporelles en rapport 1<sup>er</sup> de boîte

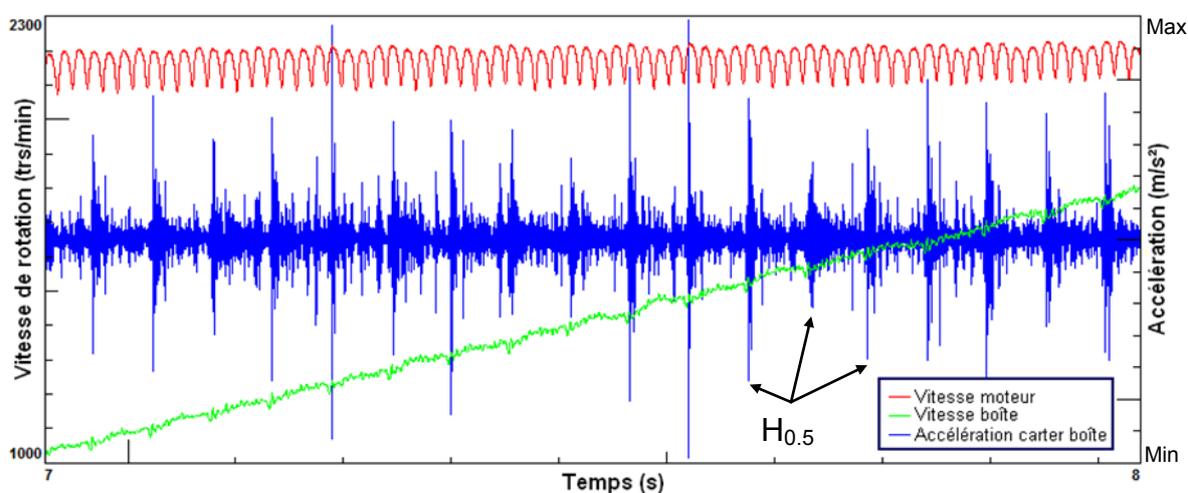


Figure 1-17 : Zoom sur les réponses temporelles en rapport 1<sup>er</sup> de boîte

Cette modulation apparaît clairement sur le spectrogramme de l'accélération angulaire de la boîte, voir Figure 1-18. Elle correspond à la fréquence du demi-ordre du moteur  $H_{0.5}$ . Ceci est également observable dans le spectrogramme du déplacement axial du volant primaire et du carter de boîte, voir Figure 1-19. Les vibrations de torsion apparaissent sur une bande fréquence assez large. Elles s'amplifient autour de l'harmonique 6 du moteur équivalente à une fréquence de 220 Hz. Cette dernière varie légèrement en fonction de la position de la butée. Par ailleurs, dès que les deux vitesses de rotation (moteur & boîte) sont à égalité, les niveaux de vibrations chutent brutalement et la nuisance disparaît.

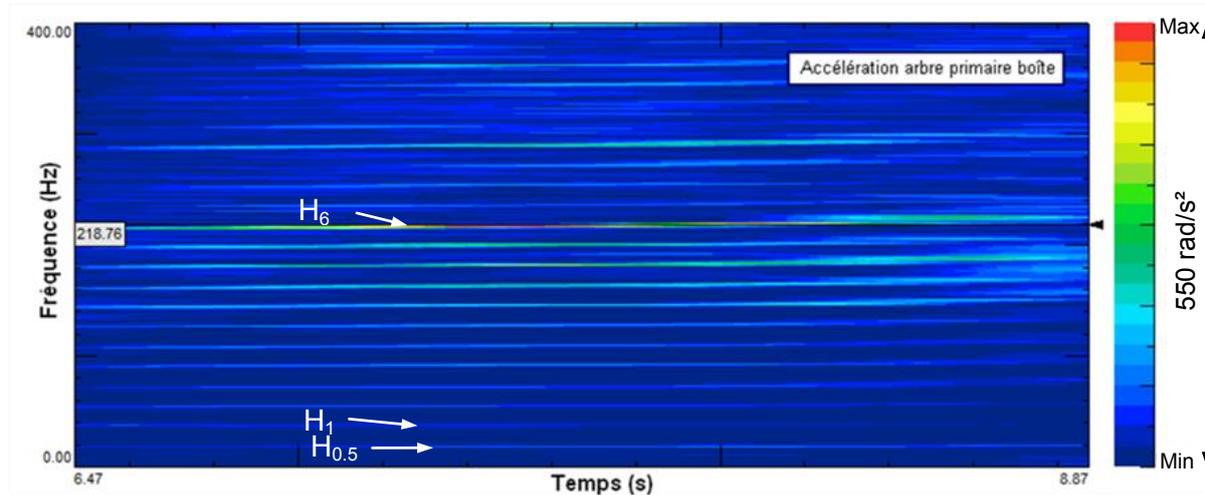


Figure 1-18 : Spectrogramme de l'accélération angulaire de l'arbre primaire de boîte en 1<sup>er</sup>

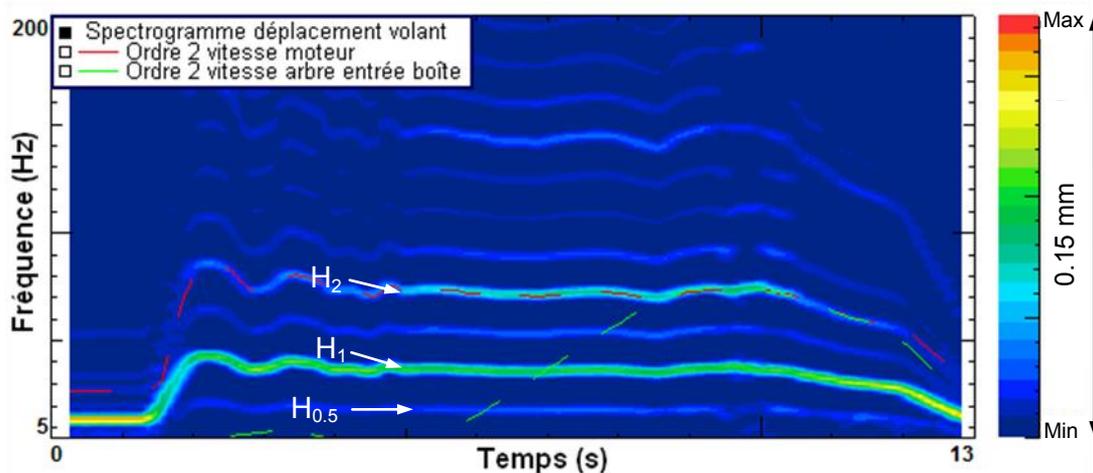
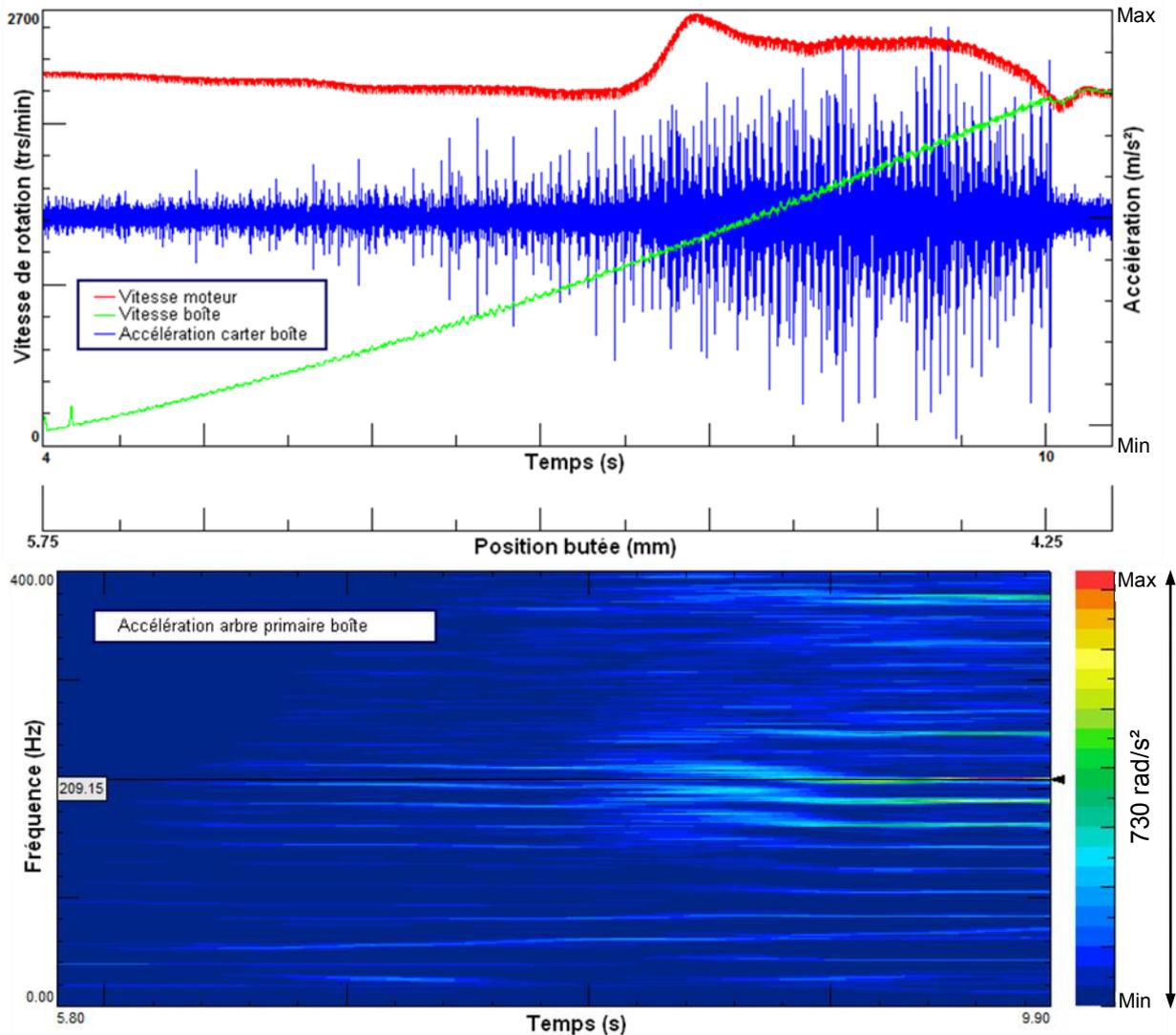


Figure 1-19 : Spectrogramme du déplacement axial du volant primaire en 1<sup>er</sup>

Un autre essai sur véhicule en rapport 2<sup>ème</sup> de boîte de vitesses sur un terrain plat, est présenté dans la Figure 1-20. La période de synchronisation est plus grande dans ces conditions comparé à celles sur une pente à 26% en rapport 1<sup>er</sup>. Ceci s'explique par un faible couple moteur transmis aux roues, d'où un temps de glissement important. Dans cette configuration, le grailonnement au décollage s'accroît tel que le révèle l'accélération du carter de boîte et celle de l'arbre d'entrée de boîte. Il ressort ainsi que le rapport 2<sup>ème</sup> de boîte est très sensible au phénomène même à terrain plat.

D'après la synthèse bibliographique des phénomènes vibro-acoustiques présentée plus haut, plusieurs hypothèses peuvent se révéler différentes quant aux sources potentielles en lien avec la génération du grailonnement au décollage. La première se fonde sur une origine purement liée au moteur associée aux harmoniques multiples du demi-ordre moteur. La deuxième consisterait à dire que le phénomène est généré par le frottement, modulée à la

fréquence correspondante au demi-ordre moteur. La dernière se formule autour une excitation axiale du volant moteur à l'ordre 0.5 du moteur.



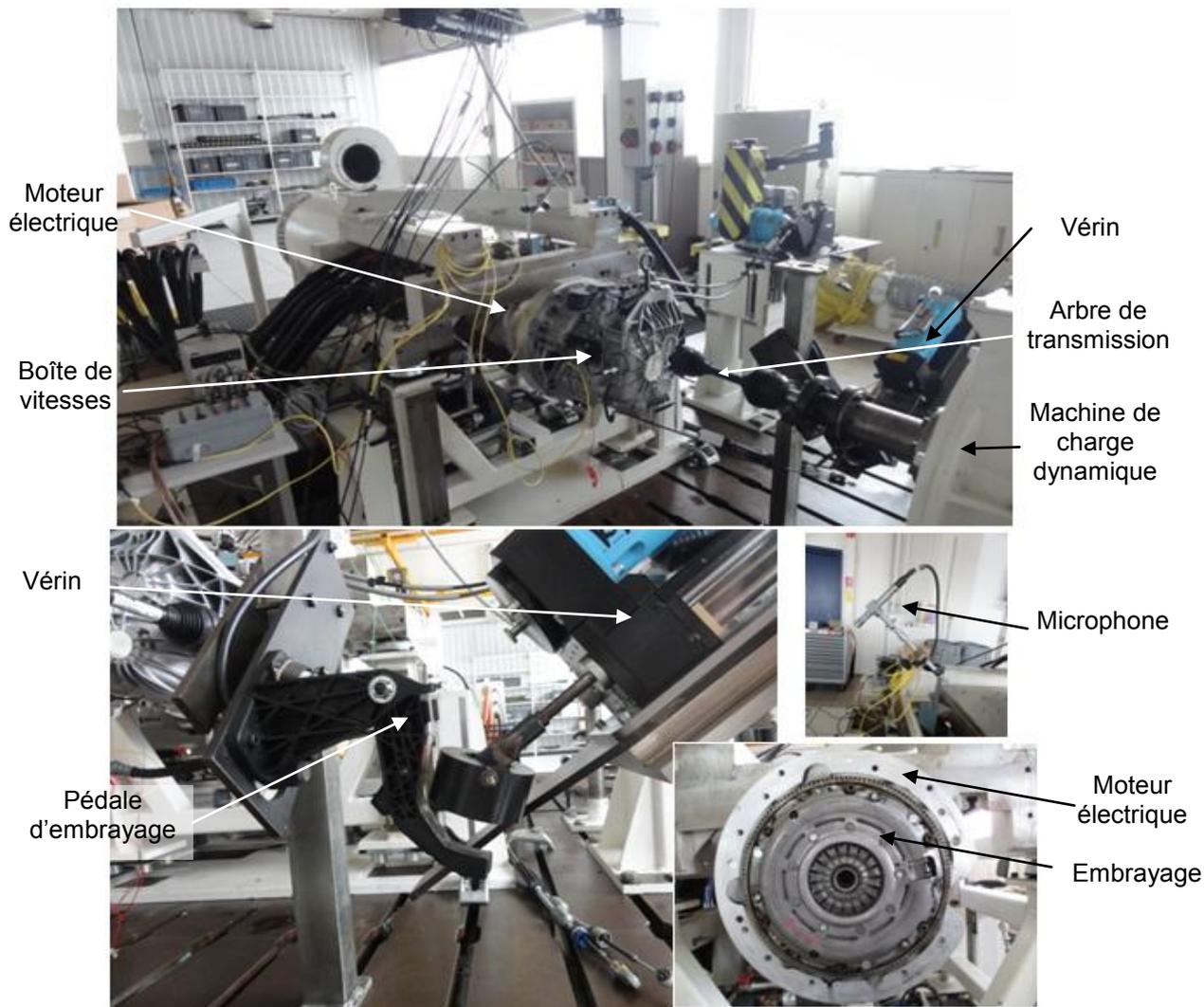
**Figure 1-20 : Mesure de gaillonnement au décollage en rapport 2<sup>ème</sup> de boîte**

De ce fait, des essais complémentaires ont été programmés sur banc de manière à reproduire le gaillonnement au décollage. Ils ont eu pour vocation d'identifier son origine notamment celle du demi-ordre moteur distingué dans le véhicule. De plus, ils ont permis de déterminer la contribution des vibrations provenant du moteur ou induites par le frottement sur les garnitures, dans le déclenchement phénomène vibro-acoustique.

### 1.3.2.2. ESSAI SUR LE BANC A : (MOTEUR ELECTRIQUE)

Le banc d'essai « A » reproduit l'environnement d'un embrayage hors véhicule dans des conditions maîtrisées, voir Figure 1-21. Il permet de mener des investigations sur les phénomènes NVH induits par frottement ou provoqués par les vibrations torsionnelles du moteur. Ce dernier est produit par un moteur électrique qui tourne à un régime choisi par l'opérateur. Le même assemblage (DVA-embrayage-boîte) sur lequel le phénomène a été détecté, est monté en sortie de l'arbre du moteur électrique. Le différentiel est bloqué et un seul arbre de transmission y est attaché. Ce dernier est lié à une machine de charge dynamique, qui a pour fonction de simuler le couple résistant souhaité (inertie du véhicule, pente de la route, résistance à l'air, etc.). La transmission du couple moteur vers la boîte de vitesses est réalisée à l'aide d'un vérin, son actionnement agit axialement sur la pédale

d'embrayage. La phase critique de patinage de l'embrayage est parfaitement reproduite sur le banc d'essai, grâce à la baie de commande comprenant tout le matériel d'acquisition nécessaire.



**Figure 1-21 : Banc d'essai « A »**

L'ensemble des capteurs utilisés dans cette expérimentation, sont mentionnés ci-dessous :

- Deux capteurs de vitesse de rotation du moteur et de l'arbre d'entrée boîte.
- Deux accéléromètres mono-axiaux sont placés sur le carter de la boîte de vitesses.
- Un microphone.

La méthodologie d'essai consiste à simuler des ré-embrayages en injectant des irrégularités cycliques mesurées sur véhicule, à une vitesse de rotation donnée. Les tests sont réalisés soit en rapport 1<sup>er</sup> de la boîte ou bien en 2<sup>ème</sup>. Le plan des essais est décrit suivant le rapport de la boîte engagé (R), les ordres moteur introduits dans l'excitation torsionnelle et la pente de la piste:

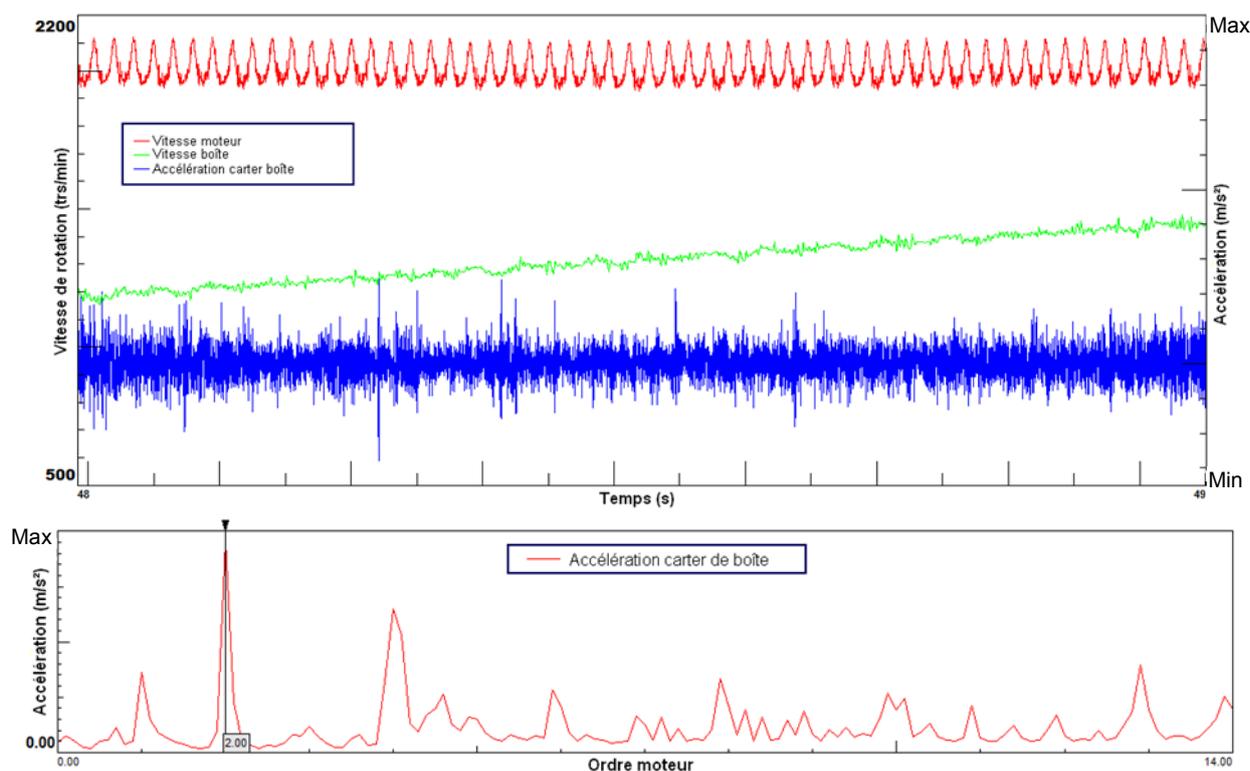
- a. R1 ; ordres du moteur introduits (2, 4, 6) : amplitude normal ; pente 0%.
- b. R2 ; ordres du moteur introduits (2, 4, 6) : amplitude normal ; pente 0%.

- c. R2 ; ordres du moteur introduits (2, 4, 6) : amplitude élevée pour l'ordre 6, amplitude normal des ordres 2 et 4 ; pente 0%.
- d. R2 ; ordres du moteur introduits (0.5, 2, 4, 6) : amplitude élevée de l'ordre 6, amplitude normal des ordres 0.5, 2 et 4 ; pente 0%.
- e. R2 ; ordres du moteur introduits (0.5, 2, 4, 6) : amplitude maximale de l'ordre 6 ; amplitude normal des ordres 0.5, 2 et 4 ; pente de 10%.
- f. R2 ; ordres du moteur introduits (0.5, 2, 4, 6) : amplitude maximale du banc pour tous les ordres moteur; pente de 8%.

L'amplitude maximale de l'accélération en torsion fournie par le moteur électrique est exprimée en fonction des ordres moteur:

- Ordre 0.5: 38 rad/s<sup>2</sup>
- Ordre 2: 2299 rad/s<sup>2</sup>
- Ordre 4: 1532 rad/s<sup>2</sup>
- Ordre 6: 912 rad/s<sup>2</sup>

Nous choisissons de représenter les résultats du cas « f » dans la Figure 1-22, étant donné qu'il résume tous les résultats obtenus en raison des niveaux importants introduits.



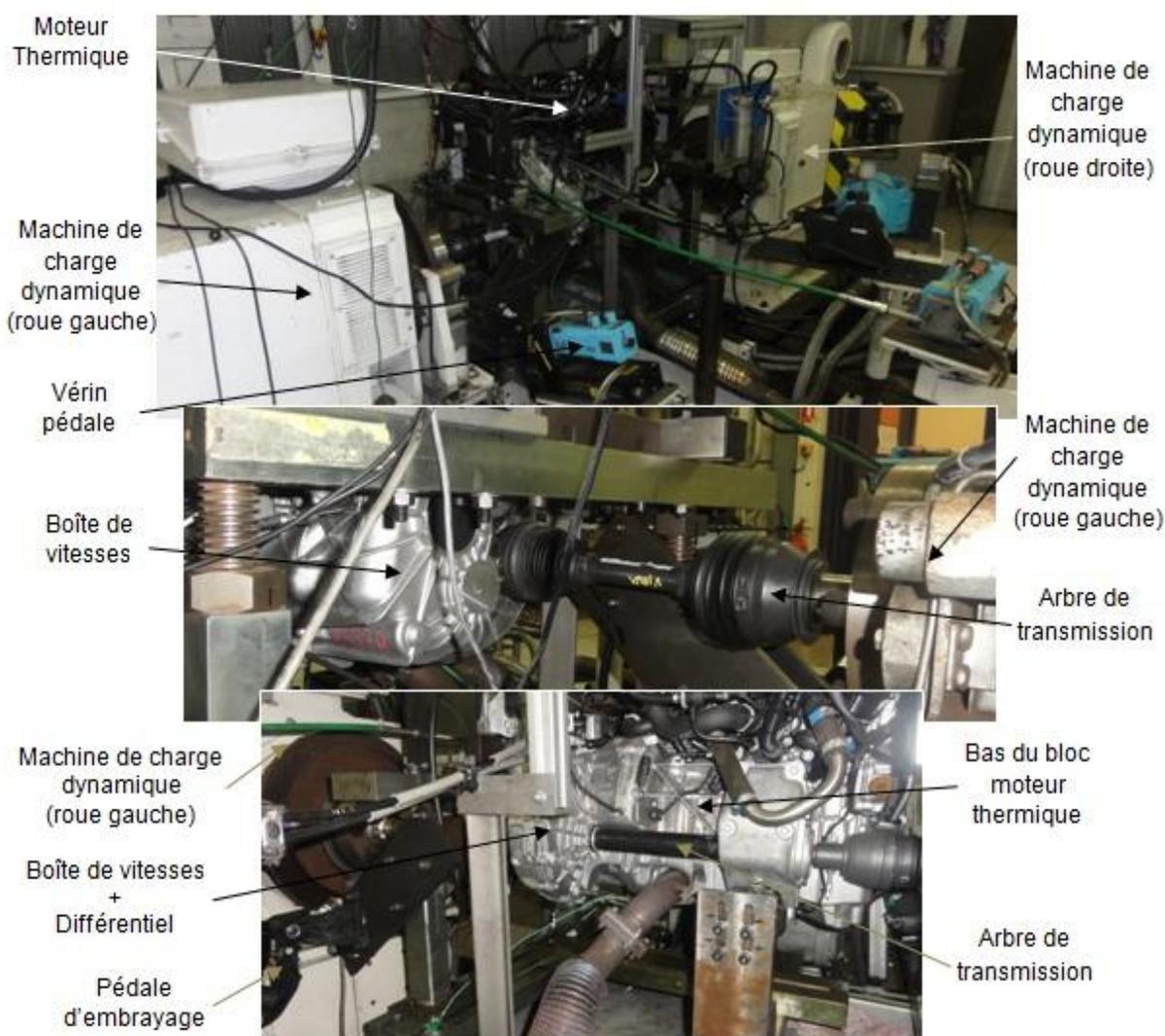
**Figure 1-22 : Résultat de l'essai « f » sur banc A**

Il s'avère que les demi-ordres du moteur ne se dessinent pas sur l'accélération du carter de boîte. Seul l'ordre 2 du moteur surgit dans le spectre de ce signal, en réponse à l'excitation torsionnelle en entrée du système. De plus, les niveaux vibrations obtenus sont très faibles comparé à ce qui a été constaté sur véhicule. Par ailleurs, le bruit du grailonnement au décollage n'a pas été entendu sur le microphone pendant tous les tests. Les résultats de l'ensemble des essais attestent ainsi l'incapacité à reproduire le phénomène de grailonnement au décollage avec une excitation torsionnelle même en injectant des niveaux surréalistes, qui dépassent largement ceux qui ont été mesurés sur véhicule. Ceci dit, les vibrations torsionnelles du moteur et celles induites par frottement sur la surface des

garnitures, ne sont pas à l'origine du phénomène vibro-acoustique. De ce fait, la raison possible pour expliquer cette situation, est l'absence des vibrations axiales avec le moteur électrique. Pour vérifier cette hypothèse, un second essai est réalisé sur un banc avec moteur thermique.

### 1.3.2.3. ESSAI SUR LE BANC B : (MOTEUR THERMIQUE)

Le banc d'essai « B » est dédié à reproduire le fonctionnement réel de l'embrayage monté dans un véhicule, voir Figure 1-23. Il est constitué d'un moteur thermique relié à la boîte de vitesses par l'intermédiaire du système d'embrayage. A la sortie de boîte, le différentiel est connecté à deux arbres de transmission de chaque côté. Chacun des deux à son tour est accouplé à une machine de charge dynamique. Les phases de patinage contrôlées par une pédale, sont atteintes grâce à un vérin identique à celui utilisé dans le banc A. Le même assemblage (moteur-DVA-embrayage-boîte) sur lequel le phénomène a été décelé, est installé sur le banc.



**Figure 1-23 : Banc d'essai « B »**

Pour mesurer la réponse du système, l'instrumentation mise en place dans cet essai est décrite ci-dessous :

- Deux capteurs de vitesse de rotation du moteur et de l'arbre d'entrée boîte.
- Trois accéléromètres mono-axiaux sont installés sur le carter de la boîte de vitesses.

- Un microphone.
- Quatre capteurs de courant connectés aux câbles des bougies

Le protocole de test repose sur la simulation des décollages de véhicule dans les mêmes conditions d'apparition du phénomène vibro-acoustique sur piste. Un exemple de mesure est exposé dans la Figure 1-24. Les signaux mesurés sont quasiment identiques aux mesures sur véhicule. En effet, les impulsions du signal d'accélération du carter de boîte sont bien retrouvées tous les demi-ordres moteur. Ces représentations graphiques indiquent en supplément une corrélation entre l'intensité dans le câble de la bougie N°4, correspondant à celui voisin du volant moteur, et l'accélération du carter de boîte. De plus, le phénomène vibro-acoustique a été facilement audible lors des tests, même dans un environnement bruyant du banc d'essai « B » en raison du système de ventilation. De ce fait, nous pouvons dire qu'il est possible de reproduire le graillonnement au décollage sur le banc d'essai « B », dans les mêmes conditions sur véhicule. Ce résultat confirme par conséquent que les vibrations axiales induites par le moteur sont à la source de cette problématique. En outre, l'explosion dans le cylindre le plus proche du volant moteur a un effet majeur sur ce phénomène.

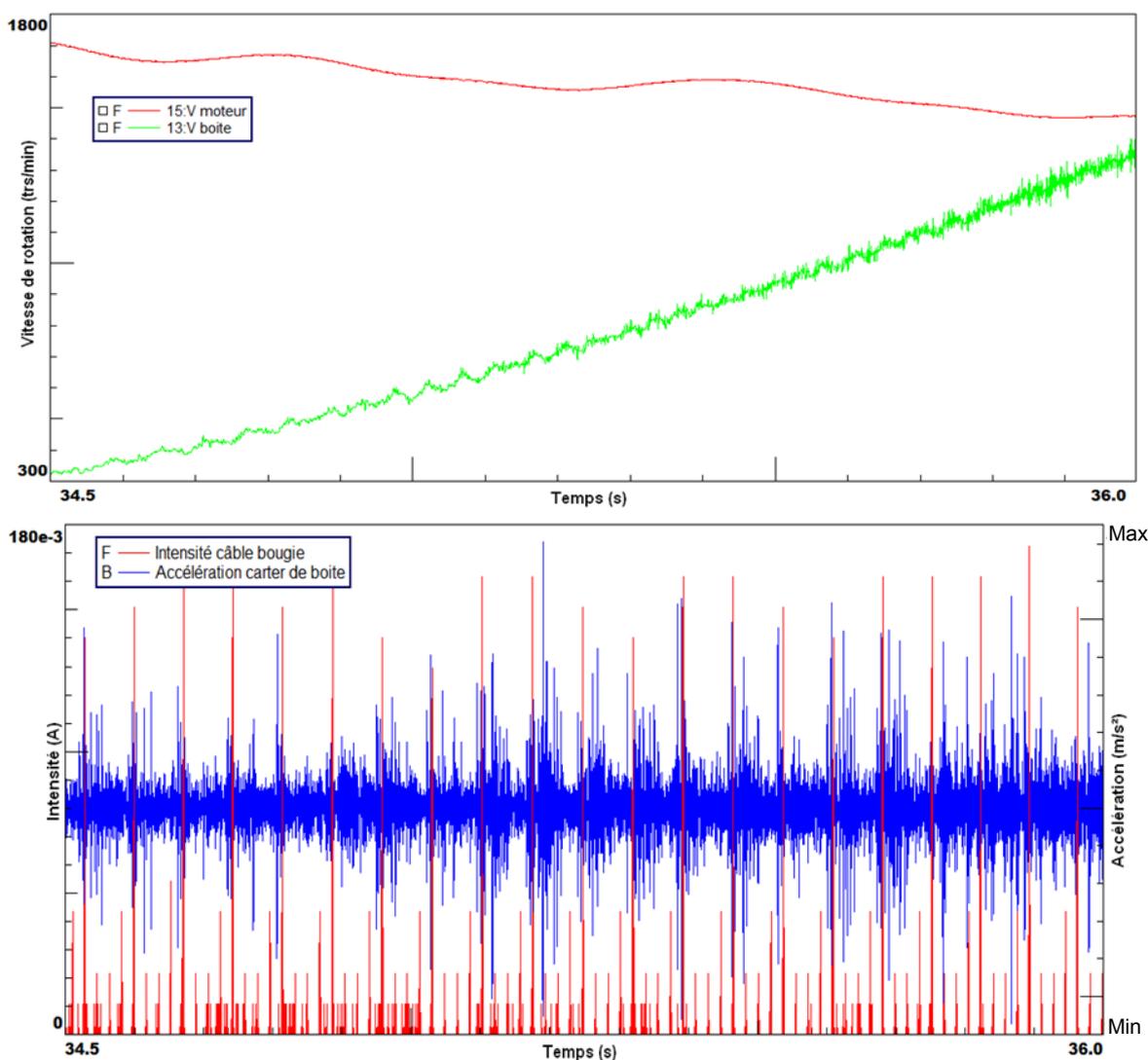


Figure 1-24 : Résultat de mesure sur banc B

Les investigations expérimentales réalisées dans cette étude ont permis de montrer que les phénomènes NVH perçus au décollage du véhicule lors du patinage d'embrayage, à savoir le « gaillonnement de boîte » et le « crissement d'embrayage », sont intimement liés aux vibrations axiales d'embrayage, mais de façon différente. En effet, il est largement admis que le crissement d'embrayage est initié par le frottement sur les surfaces des garnitures avec mise en jeu potentielle des vibrations hors-plan. En ce qui concerne le gaillonnement au décollage, les investigations expérimentales menées sur bancs prouvent que le frottement sur les surfaces des garnitures et les vibrations torsionnelles du moteur, ne justifient pas le déclenchement de ce phénomène. En réalité, les vibrations axiales du moteur semblent être à l'origine de ce type de gaillonnement. De plus, les explosions dans le cylindre le plus proche du volant moteur s'avèrent avoir un lien avec les harmoniques du demi-ordre moteur, qui apparaissent dans les réponses vibratoires de la boîte de vitesses.

## 1.4. LES MECANISMES PHYSIQUES A L'ORIGINE DES VIBRATIONS AXIALES D'EMBRAYAGE

Comme évoqué précédemment, la source d'apparition des vibrations axiales d'embrayage se divise en deux catégories : la première provenant du moteur et l'autre générée par le frottement entre le plateau de pression, garnitures et volant moteur.

### 1.4.1. LES VIBRATIONS INDUITES PAR FROTTEMENT

L'embrayage assure la fonction de transmission du couple entre le moteur et la boîte par le frottement. Toutefois, ce dernier provoque dans certaines phases de vie, comme le décollage du véhicule, des bruits ou vibrations tel que le broutement ou le crissement sous certaines conditions. Ces nuisances ont pour origine des instabilités vibratoires qui prennent naissance dans l'embrayage. Au sens de Lyapunov, une instabilité se définit comme étant la nature d'un état d'équilibre dont le système tend à s'éloigner lorsqu'il est perturbé [39,40].

#### 1.4.1.1. LE STICK-SLIP

Le stick-slip « collé-glissé » représente un mouvement successif de phase d'adhérence et de glissement entre deux solides. Ce phénomène a été introduit par Sinclair et Manville en 1955 [41]. D'autres investigations ont suivi afin d'étudier le phénomène (Moirot [40], Rabinowicz [42], Barnejee [43], Antoniou [44]) pour n'en citer que quelques uns. Ce type de phénomène est très couramment mis en cause dans des situations de broutement. Le stick-slip est lié à une particularité du coefficient de frottement. En effet, il est basé sur une différence entre le coefficient de frottement statique et dynamique ou une chute du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement. Deux modèles sont ainsi présentés. Le premier décrit un mécanisme de stick-slip à proprement parler, le second en est une extension.

- **Système fondamental**

Considérons le système suivant à un degré de liberté, où une masse  $m$  est chargée normalement par une force  $N$  sur une surface mobile à la vitesse  $V$ . Elle est poussée suivant un déplacement  $x$ , au travers d'un ressort de raideur linéaire  $k$  sur une surface avec un coefficient de frottement dynamique  $\mu_D$  strictement inférieur au coefficient statique  $\mu_S$ . Un effort tangentiel  $T$  résulte du frottement selon la loi de Coulomb.

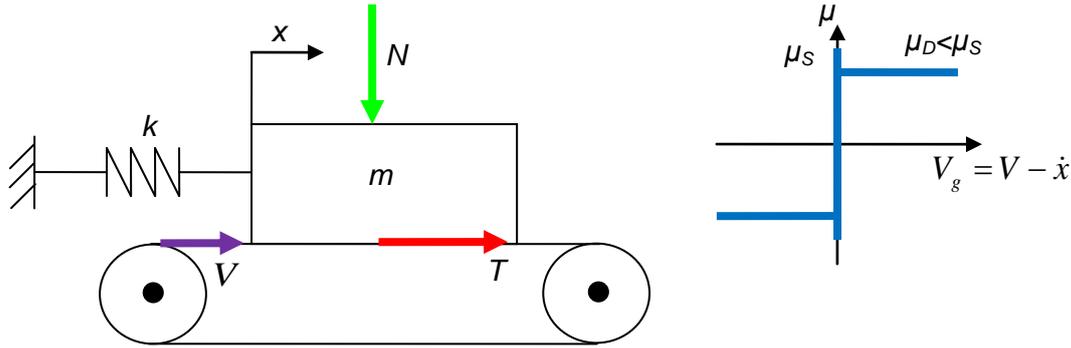


Figure 1-25 : Modèle fondamental du stick-slip (gauche) ; loi de frottement discontinue (droite)

L'équation de la dynamique de ce système s'écrit:

$$m\ddot{x} + kx = T \quad (1.1)$$

Avec

$$\begin{cases} \text{si } \dot{x} = V, |T| \leq \mu_s N & (\text{adhérence}), \\ \text{si } \dot{x} < V, T = \mu_D N & (\text{glissement positif}), \\ \text{si } \dot{x} > V, T = -\mu_D N & (\text{glissement négatif}). \end{cases} \quad (1.2)$$

D'après le système d'équations ci-dessus, les différentes trajectoires de la masse sont présentées selon les conditions initiales  $(x_0; \dot{x}_0)$  dans la Figure 1-26.

- Le système est en équilibre stable au point stationnaire  $O(x=\mu_d T/k; y=0)$ . Dans cette situation, la masse glisse sur le tapis roulant sans oscillations.
- Si les conditions initiales sont incluses dans un cercle  $\mathcal{C}$  de centre  $O$  et de rayon  $V$ , des oscillations du corps apparaissent sur le cercle  $\mathcal{C}$ .
- Pour tout autre mouvement commençant en dehors du cercle  $\mathcal{C}$ , le système est inévitablement entraîné solidairement sur le segment  $[AG]$ , qui représente la phase d'adhérence. Ensuite, celui-ci quitte le point  $G(x_G=\mu_s T/k; y=V)$  et glisse sur le grand arc de cercle  $\widehat{GA}$ , qui constitue la phase de glissement. Le cycle limite de stick-slip  $\Gamma_L$  se répète de manière indéfinie pour engendrer des vibrations auto-entretenues. Le système s'entretient grâce à la réserve d'énergie que fournit la différence entre les coefficients statique et dynamique.
- **Variation du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement**

Un autre modèle dérivé du précédent consiste à prendre non pas un coefficient de frottement à deux valeurs binaires, mais un coefficient de frottement qui varie continûment en fonction de la vitesse de glissement, Figure 1-28. Nous supposons ainsi une variation quelconque, et on se place au voisinage d'un point de fonctionnement  $\dot{x}_0$  à vitesse de glissement positive et non nulle. Ce cas de figure est connu sous la dénomination de « low slip-high slip ». L'équation du mouvement peut s'écrire en linéarisant au premier ordre le coefficient de frottement autour de ce point:

$$m\ddot{x} + kx = T = \mu_D(V_g)N \cong (\mu_D(V) - \frac{d\mu_D}{dV_g} \dot{x})N \quad (1.3)$$

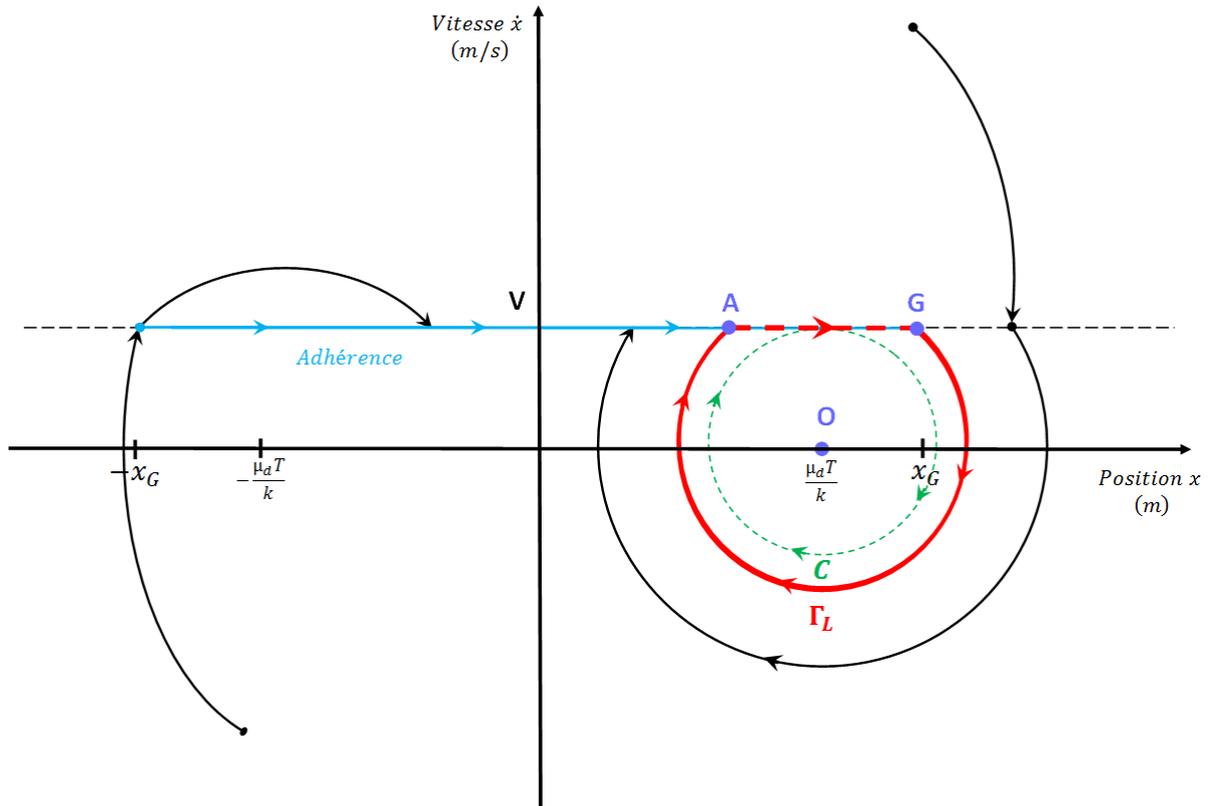


Figure 1-26 : Diagramme des phases du phénomène stick-slip [40]

L'équation de la dynamique devient alors :

$$m\ddot{x} + \frac{d\mu_D}{dV_g} \dot{x}N + kx = \mu_D(V)N \quad (1.4)$$

Il apparaît ainsi dans l'équation linéarisée que le gradient de frottement agit comme un amortissement visqueux de la masse, qui n'est pas nécessairement positif. Dès lors, il est évident que si le gradient de frottement est négatif, le système linéarisé est divergent. Ce qui signifie que si autour d'une vitesse de glissement le coefficient de frottement décroît, ce point de fonctionnement est instable (sans amortissement supplémentaire). En un tel point, le système se met à osciller de façon divergente suivant une trajectoire spirale  $S$ , de telle façon que la linéarisation n'est plus valable. La divergence est alors freinée par les non-linéarités pour atteindre un cycle limite  $\Gamma_L$ , voir Figure 1-27.

La tendance décroissante du coefficient de frottement a été mise en avant dès 1938 par les travaux de Mills [45]. Ce dernier a constaté une dépendance entre le gradient de frottement négatif et le crissement de frein. Au cours des décennies qui ont suivies l'étude de Mills, des chercheurs ont contesté les conclusions de ce dernier. A titre d'exemple, Chambrette [46] a prouvé que des phases d'adhérence ne peuvent pas avoir lieu lors du crissement. De plus, Hervé [34], Chen *et al.* [35], Fleske [47] et Boudot [48] par exemple, ont démontré que le crissement pourrait être perçu à un coefficient de frottement constant en raison des vitesses de glissement élevées. De ce fait, les mécanismes d'origine tribologique ne permettent pas d'expliquer l'apparition de l'ensemble des phénomènes vibro-acoustiques induit par le frottement. Pour résumer, les mécanismes tribologiques sont principalement liés aux vibrations de basses fréquences et à faible vitesse de glissement.

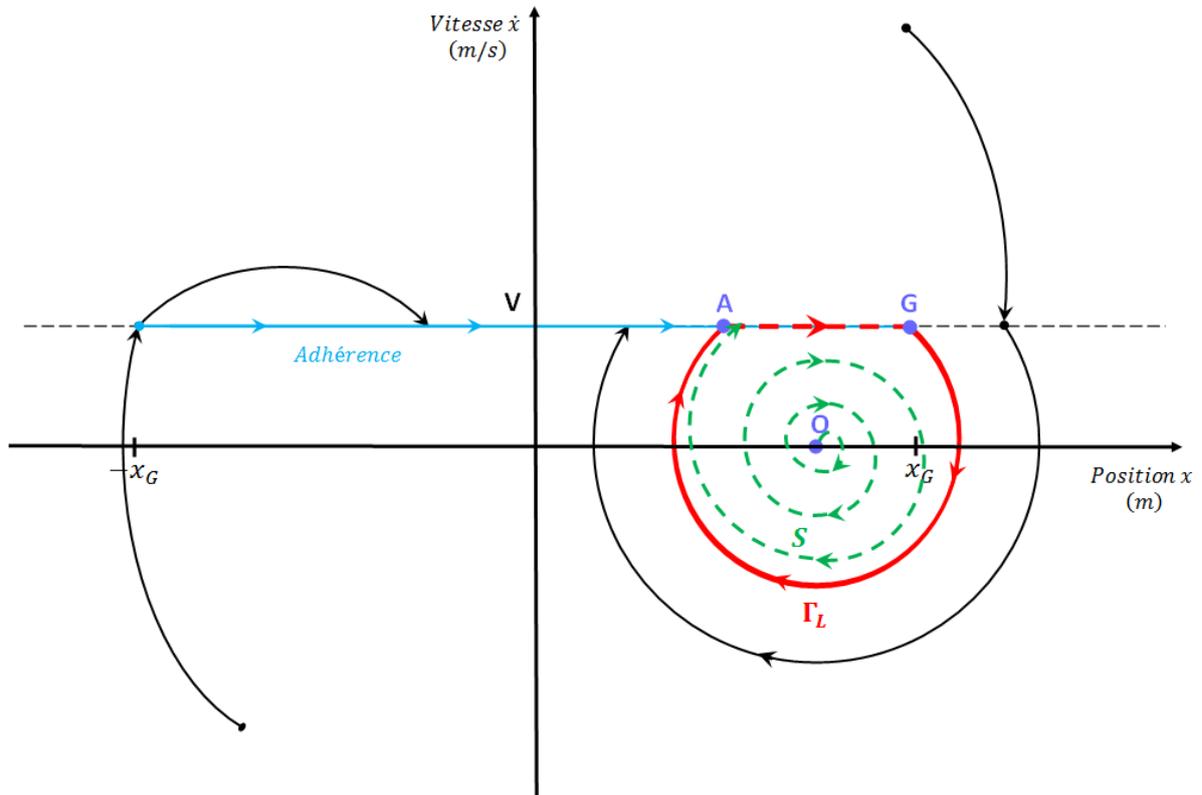


Figure 1-27 : Diagramme des phases du phénomène low slip-high slip [40]

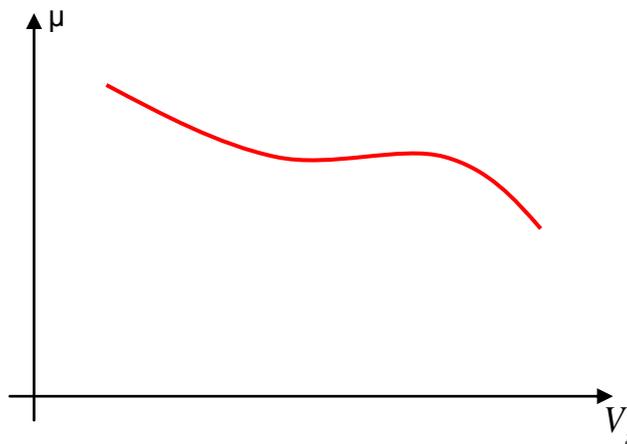


Figure 1-28 : Loi de frottement dépendante de la vitesse de glissement

#### 1.4.1.2. LE SPRAG-SLIP

Le sprag-slip a été initié par Spurr en 1961, en proposant une théorie basée sur les caractéristiques géométriques d'un système pour expliquer l'apparition des vibrations induites par frottement [49,50]. Le mécanisme n'intègre aucune propriété tribologique et considère un coefficient de frottement constant. Le principe de ce mécanisme consiste à avoir un effort de contact dont la direction est imposée au niveau d'un glissement. Quand l'effort de contact est dans le cône de glissement, le mouvement devient impossible en l'état, il y a arc-boutement, et le système va chercher un moyen de le contrecarrer. Autrement dit, l'instabilité est due à une variation des efforts de contact normale et tangentielle liée à la géométrie et la déformation élastique du système. Ceci engendre par la suite un changement de la vitesse glissement. Ce principe est éclairci à partir du modèle exposé dans la Figure 1-29.

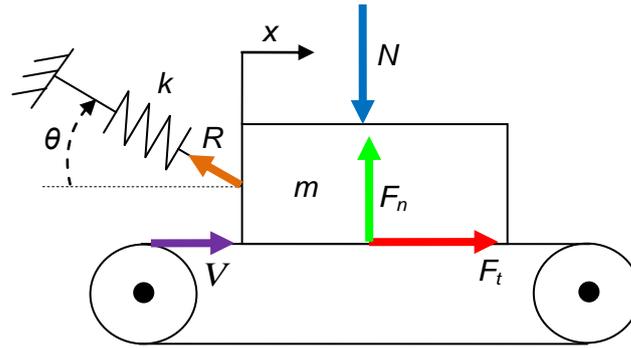


Figure 1-29 : Modèle fondamental du sprag-slip

Les équations de l'équilibre de ce système s'écrivent :

$$\begin{cases} F_t - R \cos \theta = 0 \\ N - F_n - R \sin \theta = 0 \end{cases} \quad (1.5)$$

Ainsi, les efforts de contact normal et tangentiel s'expriment comme suit :

$$F_n = \frac{N}{1 - \mu \tan \theta} \text{ et } F_t = \frac{\mu N}{1 - \mu \tan \theta} \quad (1.6)$$

Il semble clair que les efforts de contacts peuvent atteindre des valeurs importantes dans le cas où  $\theta$  tend vers  $\arctan(1/\mu)$  ou quand le coefficient de frottement  $\mu$  tend vers  $\cotan(\theta)$ . Dans ces configurations, la réaction dans le ressort  $R$  tend vers l'infini, engendrant un blocage du mouvement de la masse, d'où le phénomène d'arc-boutement. Les efforts importants créés dans ces situations conduisent à des déformations du système. Celui-ci se libère temporairement jusqu'au prochain blocage. Par conséquent, ce cycle se répète continûment pour donner naissance à un cycle limite de blocage-glisement, d'où le sprag-slip.

### 1.4.1.3. L'INSTABILITE PAR FLOTTEMENT

Le principe du sprag-slip a été repris par Jarvis et Mills [51] en 1963. Des études expérimentales et théoriques ont été réalisées sur un système composé d'une poutre en contact sur une surface de disque à coefficient de frottement constant. Il a été observé ainsi dans un certain intervalle d'angle d'orientation de la poutre, l'existence d'une instabilité par frottement due aux caractéristiques géométriques des deux composants. D'autres recherches ont suivies en élargissant le champ de l'étude à un système pion-disque et sont arrivées à la même déduction [52-54]. Ce constat met en avant une notion de couplage entre les efforts de frottement normal et tangentiel responsable de l'instabilité. En 1972, North [55,56] reprend cette idée et développe un modèle linéaire à 8 degrés de liberté d'un frein pour étudier le crissement, qui sera réduit à 2 ddl en 1976. La particularité de son travail réside dans la présence du disque de frein, des forces de frottement produites par la pression des plaquettes de frein et l'existence de deux modes du disque indépendants. La contribution de ce modèle est l'atteinte d'une condition d'instabilité en utilisant seulement un coefficient de frottement constant, et l'incorporation des forces de frottement entre le disque et les garnitures de frein en tant que forces suiveuses. Celles-ci se décrivent comme des charges engendrées par la variation de la direction du frottement due à la rotation du disque et aux déformations élastiques. Ce changement d'effort de frottement conduit à des termes circulatoires dans les équations et crée une déstabilisation du système mécanique. Il y décrit ainsi le mécanisme de « binary flutter » ou instabilité de flottement entre les deux modes du disque. Pour tenter d'expliquer ce phénomène, le modèle minimal à 2 ddl de Hoffmann [57] est illustré dans la Figure 1-30.

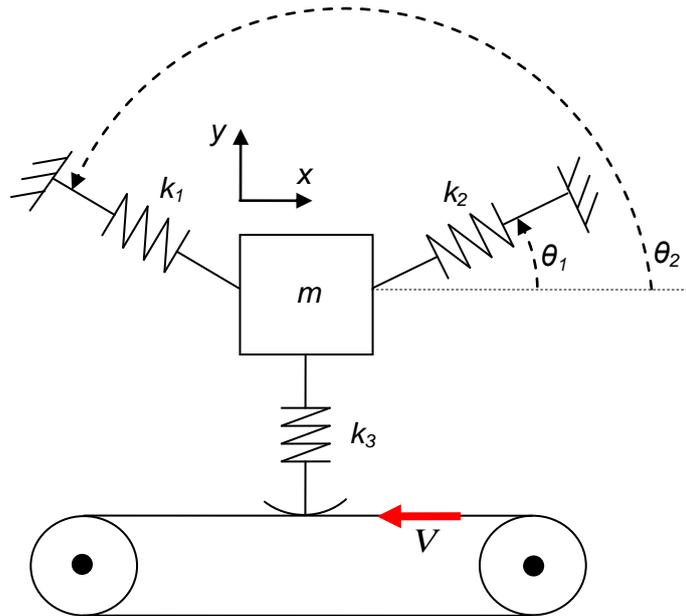


Figure 1-30 : Modèle de couplage modal de Hoffmann [57]

Le système modélisé comporte un convoyeur tournant à vitesse constante  $V$  entraînant un corps d'une masse  $m$ . Celle-ci est maintenue par deux ressorts de raideurs linéaires  $k_1$  et  $k_2$  ainsi qu'un troisième ressort de raideur linéaire  $k_3$ , représentant la raideur normale de contact entre le corps et le convoyeur. Un coefficient de frottement constant  $\mu$  est considéré au contact afin de définir la relation entre les efforts de contact normal  $F_n$  et tangentiel  $F_t$ . Les équations de la dynamique du système s'écrivent sous forme matricielle:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_t \\ F_n \end{pmatrix} \quad (1.7)$$

$$\text{Tel que } \begin{cases} k_{11} = k_1 \cos^2 \theta_1 + k_2 \cos^2 \theta_2 \\ k_{12} = k_{21} = k_1 \sin \theta_1 \cos \theta_1 + k_2 \sin \theta_2 \cos \theta_2 \\ k_{22} = k_1 \sin^2 \theta_1 + k_2 \sin^2 \theta_2 + k_3 \end{cases} \quad (1.8)$$

A l'équilibre, les équations s'expriment:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} - \mu k_3 \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (1.9)$$

En reprenant les mêmes valeurs que Hoffmann [57], les équations deviennent avec  $\Delta = \mu k_3$ :

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 2 & 1 - \Delta \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (1.10)$$

La stabilité de la position d'équilibre est étudiée en utilisant le critère des valeurs propres complexe pour les déplacements de la masse s'écrivant comme suit :

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = e^{st} \quad (1.11)$$

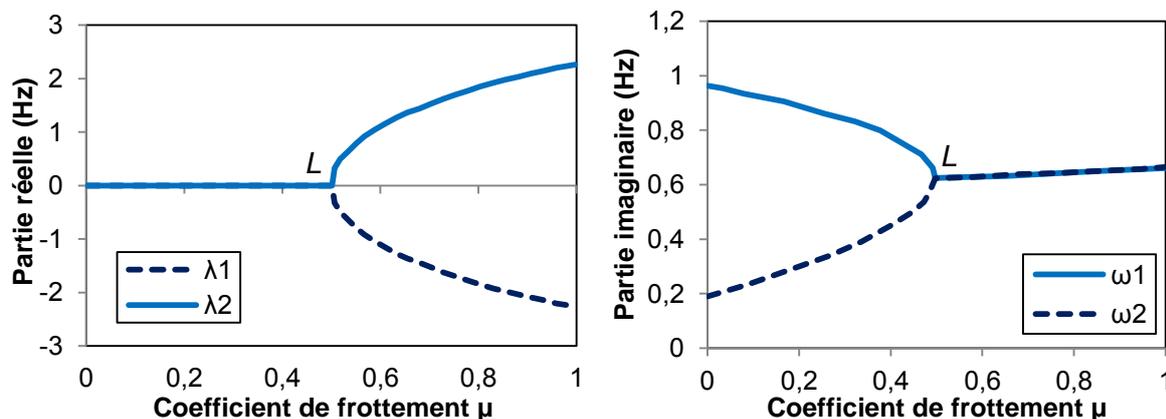
Avec  $s = \lambda + i\omega$ , tel que  $\lambda$  et  $\omega$  sont respectivement la partie réelle et imaginaire de la valeur propre  $s$ . Les solutions de l'équation caractéristique s'expriment :

$$s_{1,2} = \pm [2 \pm \sqrt{1 - \Delta}]^{0,5} \quad (1.12)$$

Trois cas de figures sont alors à distinguer :

- Pour  $\Delta < 1$ , deux modes non-amorties de fréquences différentes apparaissent.
- Pour  $\Delta = 1$ , les deux fréquences coalescent
- Pour  $\Delta > 1$ , une paire de modes stable et instable se forment. Le premier présente une partie réelle négative  $\lambda < 0$ , pendant que le second affiche une partie réelle positive  $\lambda > 0$ .

La Figure 1-31 présente l'évolution des parties réelle et imaginaire résultantes en fonction du coefficient de frottement.



**Figure 1-31 : Evolution des parties réelle et imaginaire en fonction du coefficient de frottement**

Les deux modes initialement stables coalescent au point critique  $L$  pour former un mode à fréquence unique. Le point  $L$  est appelé point du *mode lock-in* ou encore *bifurcation de Hopf*. D'autre part, deux parties réelles sont à distinguer à partir du point  $L$ : positive (instable) et négative (stable). Il s'avère donc que l'accroissement du terme circulatoire tel que le coefficient de frottement favorise la convergence des deux modes en termes de fréquence et leur divergence en ce qui concerne la partie réelle. Une valeur positive de cette dernière, induit dans le cas de ce modèle linéaire, une amplification exponentielle des vibrations au cours du temps. En réalité, les structures mécaniques présentent des non-linéarités (jeu, raideur, etc.) qui empêchent les niveaux vibratoires d'atteindre des grandeurs insensées physiquement [58]. Ceci génère des cycles limites et ainsi une instabilité du système autour de sa position d'équilibre glissante. Ce mécanisme est nommé instabilité par flottement ou *mode lock-in*. A ce moment là, des vibrations auto-entretenues sont discernables en raison du mécanisme de *feed-back* [97,101]. Autrement dit, un déphasage de  $90^\circ$  entre les deux composantes normale et tangentielle, se manifeste par un échange d'énergie mécanique entre ces deux directions, dû au caractère non-conservatif des forces de frottement.

Mottershead [59] a introduit une extension des travaux de North [55,56] afin d'analyser l'instabilité de flottement dans une structure à caractère axisymétrique. Un modèle du disque de frein a été construit par la méthode des éléments finis. Celui-ci se déforme sous l'effet des forces suiveuses de frottement, estimant que c'est un mécanisme d'instabilité. Il ressort de cette étude que l'axisymétrie du disque est le facteur principal du mécanisme d'instabilité de flottement et les forces suiveuses sont les paramètres de second degré dans cette approche. En effet, le disque possède en raison de son axisymétrie, un nombre infini de paires de modes de vibration qui ont une même déformée modale, mais disposant d'une orientation spatiale différente. Les modes doubles de vibration sont déjà dans un état de coalescence et la moindre force de frottement petite qu'elle soit, est capable de les coupler et ainsi conduire à l'instabilité. Par conséquent, les modes doubles sont considérées comme des modes sensibles à l'instabilité de flottement. D'autre part, les résultats numériques ont montré que les modes simples ne sont pas affectés par la pression de freinage et ne présentent pas de tendance à devenir instable.

L'analyse bibliographique montre qu'un coefficient de frottement constant est capable à lui seul de générer le crissement dans un système en glissement. Ceci contredit le principe du mécanisme de *stick-slip* mais aussi celui du *low slip-high slip*, en raison des vitesses de glissement élevées observées lors des essais. De plus, la géométrie de l'embrayage ne présente pas de configuration idéale pour mettre en évidence le mécanisme de *sprag-slip* [33-34]. Enfin, il semble que la théorie de l'instabilité dynamique par flottement ou couplage de modes, soit la théorie la plus appropriée pour reproduire le phénomène. Par ailleurs, il apparaît que les travaux de recherches se sont généralement concentrés sur le crissement du système de freinage, or le mécanisme de déstabilisation semble être différent sur des structures axisymétriques telles que l'embrayage. De fait, les modes responsables du crissement sur ce genre de configuration, sont des modes doubles à diamètres nodaux.

#### 1.4.2. LES VIBRATIONS INDUITES PAR LE MOTEUR

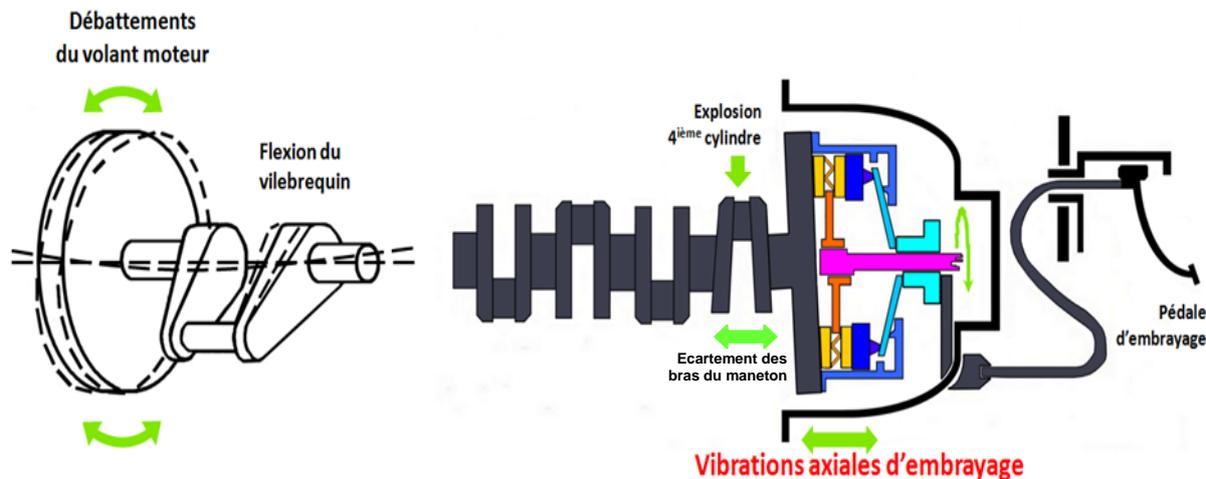
Chaque fois que le mélange air/carburant explose dans un cylindre, la combustion résultante crée un pic de couple dû à l'augmentation extrêmement rapide de la pression cylindre. Cette pression subit par le piston, se transforme directement en force qui s'applique sur le vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle. Chaque pic de couple peut être comparé à un coup de marteau. En réalité, il s'exerce avec intensité suffisante qui provoque non seulement la rotation du vilebrequin, mais également des sollicitations en torsion et en flexion. Quand la fréquence de celles-ci coïncide avec un mode propre de la chaîne cinématique, les vibrations s'amplifient, le système résonne et une force destructrice naît. S'elles ne sont pas suffisamment contrôlées, elles entraînent rapidement l'usure des paliers, des pignons de synchronisation et même la casse du vilebrequin. Les vibrations de torsion envoient des débattements dans les deux sens de rotation du vilebrequin, entraînant une fluctuation de la vitesse de rotation. Par ailleurs, les vibrations de flexion des manetons dus à l'écartement de ses bras, produisent un déplacement axial du vilebrequin en s'appuyant sur les paliers, d'où des débattements axiaux du volant moteur. Ceci est particulièrement observé pour les vilebrequins à entraxe maneton/tourillon important.

La majorité des recherches qui ont été menées jusqu'aujourd'hui, ont été orientées vers les vibrations torsionnelles, or les vibrations axiales ont suscité très peu d'intérêt [29]. Ceci s'explique par le fait que la problématique des vibrations axiales est une thématique très récente. En effet, Kelly *et al.* [22,23,25] et Kushwaha *et al.* [26] ont démontré que les débattements axiaux du volant moteur sont liés à la souplesse du moteur, résultante de la tendance actuelle à utiliser des matériaux plus légers en présence de forces de combustion de plus en plus importantes.

Kelly *et al.* [16] ont mesuré les vibrations axiales d'une pédale d'embrayage sur un véhicule équipé d'un moteur quatre cylindres à quatre temps tournant à 2000 trs/min. Ils ont remarqué sur le signal temporel acquis, un échantillon répétable après 60 ms. Ceci est équivalent à une modulation fréquentielle de 16,7 Hz, ce qui correspond au demi-ordre du moteur  $H_{0.5}$ . Pour déterminer l'origine de ce dernier, trois capteurs de déplacement ont été disposés sur le volant moteur à  $120^\circ$ . La mesure a été réalisée pour un régime moteur de 2000 trs/min et une position débrayée de l'embrayage. La confrontation des mesures de déplacements axiaux du volant moteur avec le signal du capteur du point mort haut des quatre cylindres, a montré que le volant moteur est excité principalement lors de l'explosion dans le quatrième cylindre, en d'autres mots dans le cylindre le plus proche du volant moteur. Ce résultat a également été approuvé par d'autres références telles les travaux de Kushwaha *et al.* [26] et Rahnejat *et al.* [60]. Ces derniers ont conclu qu'une flexion du vilebrequin est provoquée lorsque l'explosion dans le 4<sup>ème</sup> cylindre survient. L'effet de cette flexion est ainsi une vibration axiale du volant moteur, qui induit par la suite une excitation impulsionnelle répétitive à l'embrayage. Le troisième cylindre peut également entrer en jeu et participer avec le 4<sup>ème</sup> cylindre aux débattements axiaux du volant moteur, conduisant par conséquent à une excitation égale à l'ordre moteur  $H_1$  [9,16,23,61]. Dans le cas des moteurs

à essence à six cylindres ce problème ne connaît pas la même ampleur, en raison des faibles forces de combustion dans les moteurs à essence [61].

Hasebe *et al.* [62] ont constaté que le mouvement conique complexe du vilebrequin entraîne une force d'impact au système de transmission lors des phases d'embrayage. Cet effet a été observé expérimentalement en utilisant des capteurs sans contact avec des sondes positionnées à proximité du volant moteur. Le mouvement du volant moteur peut être assimilé à un mouvement de va-et-vient vers le système d'embrayage. Il peut aussi être considéré comme une combinaison de la rotation autour de l'axe du vilebrequin et un mouvement de basculement par rapport au plan transversal latéral. Le mouvement axial du volant moteur et de l'embrayage est illustré dans la Figure 1-32.



**Figure 1-32 : Les vibrations axiales du volant moteur et de l'embrayage**

Une comparaison effectuée par Kushwaha *et al.* [26] entre des spectres du mouvement conique d'un vilebrequin rigide et un autre de la nouvelle génération, indique une contribution marquante des harmoniques multiples de 0.5 ( $H_{n \times 0.5}; n \in \mathbb{N}$ ). Par contre dans le cas rigide, seules les harmoniques  $H_2$ ,  $H_4$  et  $H_6$  sont à distinguer :  $H_2$  possède une grande amplitude comparé aux  $H_4$  et  $H_6$ . Ce qui signifie la domination quasi-totale des vibrations torsionnelles dans les moteurs thermique de l'ancienne génération.

Des investigations approfondies menées par Kushwaha *et al.* [26] ont montré que lorsqu'une harmonique du demi-ordre moteur coïncide avec une fréquence propre de la chaîne cinématique notamment l'embrayage, elle fait apparaître un phénomène vibro-acoustique tel que le bruit de pédale. Autrement dit, il y a résonance quand une des contributions spectrales des vibrations axiales du vilebrequin, coïncident ou se produisent à proximité de la fréquence naturelle de l'embrayage ou autres. Dans ce sens, il a été prouvé que l'excitation axiale responsable d'un bruit de pédale d'embrayage à 250 Hz, correspond à l'harmonique 7.5, 8 ou encore 8.5 de l'ordre moteur, pour un régime moteur entre 1800 et 2000 trs/min. Bien que ces harmoniques soient négligeables par rapport aux autres contributions ( $H_{0.5}$ ,  $H_1$ , etc.), leur présence suffit pour conduire à une résonance.

Les vibrations axiales d'embrayage induites par le moteur sont causées d'une manière générale par l'explosion dans le cylindre le plus proche de la position du volant moteur. Cet événement conduit à une flexion du vilebrequin et un mouvement de « battement » du volant moteur. Dans le cas le plus courant à savoir un moteur à 4 cylindres à 4 temps, le mouvement du volant a une fréquence fondamentale correspondante au demi-ordre moteur. Ceci représente une fonction d'impact répétitive transmise axialement à l'embrayage, ce qui engendre une variété de problématiques NVH. Par ailleurs, la contribution des harmoniques du demi-ordre moteur peut également être critique même si leur niveau est faible.

## 1.5. MODELISATIONS DES PHENOMENES VIBRO-ACOUSTIQUES

Dans la littérature, de nombreuses publications proposent des modèles afin d'étudier les phénomènes vibro-acoustiques de la chaîne cinématique d'un véhicule automobile. Les recherches fournissent un aperçu global sur le comportement vibratoire du système étudié et se focalisent essentiellement sur la définition des critères d'apparition des phénomènes vibro-acoustiques. Les modèles sont dans la plupart des cas linéaires à paramètres constants ou variables. Trois catégories de modèles se dégagent : modèles analytiques, multi-corps et éléments finis.

Le premier type couvre presque tous les phénomènes NVH. Des exemples de modèles de la chaîne cinématique sont suggérés dans de nombreux travaux pour n'en citer que quelques-uns : broutement d'embrayage (Centea *et al.* [63], Crowther *et al.* [64]), crissement d'embrayage (Hervé [33,34], Wickramarachi *et al.* [38]), claquement (Oh *et al.* [30], Crowther *et al.* [65]), grailonnement de boîte (Wang *et al.* [66]), balancement (Simionatto *et al.* [67]). Les modèles existants sont constitués de quelques degrés de libertés, de l'ordre d'une quarantaine au maximum. Plusieurs publications modélisent la chaîne cinématique sous forme d'une série d'inerties qui représente les masses rotatives, liées entre elles par des ressorts et amortisseurs linéaires ou non-linéaires, représentant respectivement les raideurs et les amortissements torsionnels des arbres en rotation. D'autres ont présenté des modèles masse-ressort-amortisseur en translation pour traiter des problématiques NVH en axial : bruit de pédale d'embrayage (Esfahani *et al.* [24], Anstätt *et al.* [27]). La capacité de ce type de modélisation est souvent limitée. En effet, cette méthodologie ne permet pas une analyse détaillée du comportement dynamique de la structure surtout quand le système est simplifié à quelques degrés de liberté. Par conséquent, elle présente le risque d'introduire des grandeurs sans signification physique tel qu'en amortissement global, et de rendre malaisée l'interprétation des résultats. En outre, ces modèles ne permettent pas de déterminer les composants impliqués dans la survenue du phénomène NVH.

Par ailleurs, certains auteurs ont développé des modèles utilisant la formulation multi-corps. Les modèles construits vont d'une dizaine à une centaine de ddl environ, aux fins d'étudier des problématiques NVH tels que : le bruit de pédale (Kelly *et al.* [22-25]), la libération d'embrayage (Tikhomolov *et al.* [21]), le bourdonnement et le balancement (Wellmann *et al.* [68,69]). Cette méthode consiste en la modélisation du comportement dynamique a priori de corps rigides ou flexibles interconnectés par des liaisons mécaniques et soumis à de grands déplacements en translation et en rotation afin d'étudier le comportement dynamique global de la structure. Toutefois, cette approche présente quelques inconvénients principalement dans la gestion du contact, notamment pour les matériaux non-métalliques et les contacts non-linéaires complexes par frottement [70-72]. De plus, la modélisation multi-corps ne renseigne pas sur les phénomènes locaux à savoir les contraintes et les déformations des pièces, ce qui est très pénalisant pour le processus de conception des produits. Aussi, elle reste insuffisante dans les cas des systèmes à comportement non-linéaire (géométrie ou matériaux) et des assemblages précontraints [73].

Pour surmonter ces limitations, il est aujourd'hui de pratique courante d'étudier le comportement vibratoire à l'aide de modèles développés par la méthode des éléments finis, grâce à l'amélioration des performances des machines de calcul. Cette technique très adaptée à l'analyse locale des structures complexes, permet d'avoir une idée très pointue et détaillée sur le comportement vibratoire et acoustique de chaque composant du système étudié et de son environnement. Plusieurs papiers proposant des modèles complexes et précis incluant la géométrie réelle, peuvent être retrouvés dans la littérature : crissement de frein (Nouby *et al.* [74], AbuBakar *et al.* [75], Ahmed *et al.* [76], Fritz *et al.* [77], Triches *et al.* [78]), grailonnement de boîte de vitesses (Choi *et al.* [79], Zhou *et al.* [80]), sirènement (Perret-Liaudet *et al.* [81], Guo *et al.* [82]), bourdonnement (Yuksel *et al.* [83], Tsujiuchi *et al.* [84], Durand *et al.* [85]). La taille de ces modèles fluctue entre mille et dix millions de ddl décrivant la structure en entier.

Les simulations dans les trois approches précitées sont souvent réalisées dans le domaine temporel. Toutefois, l'analyse transitoire qui résout les équations au contact à chaque instant, nécessite des temps de calcul très importants voire prohibitifs pour des modèles de grande taille et fortement non-linéaires. Ceci est associé au contact frottant, jeu, raideurs non-linéaires, etc. [37,39,75]. Pour cela, il est de pratique courante de se tourner vers la résolution des problématiques dans le domaine fréquentiel. En effet, ceci permet de diminuer significativement le temps de calcul, à cause de la linéarisation des équations autour d'un point de fonctionnement. Dans cette logique, de nombreux travaux ont vu le jour abordant des problématiques vibro-acoustiques telles que le crissement, le grailonnement, le sirènement, etc. Dans le cas des phénomènes NVH induits par frottement, l'analyse de stabilité par la résolution du problème aux valeurs propres complexes, appelée en anglais « Complex Eigenvalue Analysis », est très répandue dans le secteur de l'industrie automobile [37,75,86]. En effet, la stabilité des équations du mouvement linéarisé est déterminée par la partie réelle des valeurs propres du système, comme cela a été discuté dans la partie 1.4.1.3. Cependant, il est admis que la CEA surestime souvent la prédiction des modes instables conduisant au crissement, principalement lorsque la structure présente plusieurs modes dans la gamme de fréquence analysée. Par ailleurs, la CEA ne permet pas d'obtenir les niveaux vibratoires du système lors du crissement. Pour les phénomènes NVH résultant d'excitations externes, le calcul de la réponse forcée s'impose. Deux principales méthodes sont utilisées : directe et superposition modale. La première est la plus simple car elle utilise toutes les matrices du système pour calculer la réponse. Par contre, cette méthode présente des limitations : les systèmes précontraints ne sont pas pris en compte et les temps de calcul sont parfois pénalisants. La deuxième est la technique de réponse dynamique la plus courante. Plus rapide que la méthode directe, elle est adaptée aux structures possédant les modes propres fondamentaux comme dominants dans la réponse dynamique, c'est-à-dire les premiers modes qui sont susceptibles d'être excités [87]. La méthode de superposition modale ne requiert pas la résolution des équations à chaque fréquence, ce qui fait toute la différence comparé à la solution directe. Le principe de cette méthode repose en effet sur la détermination d'une base modale adéquate pour caractériser la réponse dynamique du système. Cette dernière consiste en une combinaison de tous les modes identifiés dans la base modale choisie. Néanmoins, elle est moins efficace que la méthode directe lorsque que la gamme de fréquence analysée comprend un nombre important de modes propres. La théorie de base de la méthode de superposition modale est exposée dans les lignes qui suivent.

L'équation générale du mouvement s'exprime par :

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (1.13)$$

$[M]$ ,  $[C]$  et  $[K]$  sont respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur. Quant à  $\{u\}$ ,  $\{\dot{u}\}$  et  $\{\ddot{u}\}$ , ils représentent les vecteurs de déplacement, de vitesse et d'accélération, respectivement.  $\{F\}$  est le vecteur de force.

Le facteur de participation de chaque mode est exprimé dans la base modale:

$$\{u\} = \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i \quad (1.14)$$

Tel que  $\{\phi_i\}$  et  $y_i$  représentent respectivement le vecteur propre et l'amplitude du mode  $i$  ;  $n$  est le nombre de modes utilisé.

Les vecteurs et les valeurs propres ( $\{\phi_i\}; \lambda_i$ ) sont identifiés à partir de la résolution du problème aux valeurs propres en supposant un mouvement harmonique pour un système libre et non-amorti:

$$([K] - \lambda_i [M])\{\phi_i\} = ([K] - \omega_i^2 [M])\{\phi_i\} = \{0\} \quad (1.15)$$

La pulsation propre  $\omega_i$  est équivalente à la racine de la valeur propre  $\lambda_i$

Cette égalité est satisfaite si  $\{\phi_i\} = 0$  ou le déterminant de  $([K] - \omega_i^2[M])$  est égal à zéro. La première condition est triviale, donc sans intérêt. Par conséquent, la seconde donne la solution du problème :

$$|[K] - \omega_i^2[M]| = 0 \quad (1.16)$$

En substituant l'équation (1.14) dans (1.13), l'équation devient :

$$[M] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \ddot{y}_i + [C] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \dot{y}_i + [K] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i = \{F\} \quad (1.17)$$

La pré-multiplication de l'équation précédente par la transposée du vecteur propre du mode  $j$  donne :

$$\{\phi_j\}^T [M] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \ddot{y}_i + \{\phi_j\}^T [C] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \dot{y}_i + \{\phi_j\}^T [K] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i = \{\phi_j\}^T \{F\} \quad (1.18)$$

La condition d'orthogonalité des modes propres se formule par :

$$\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\} = \{\phi_i\}^T [K] \{\phi_i\} = \{\phi_i\}^T [C] \{\phi_i\} = 0 \text{ pour tout } i \neq j \quad (1.19)$$

Ces conditions sont appliquées dans l'équation précédente, ainsi seuls les termes où  $i = j$  sont conservés :

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_j\} \ddot{y}_j + \{\phi_j\}^T [C] \{\phi_j\} \dot{y}_j + \{\phi_j\}^T [K] \{\phi_j\} y_j = \{\phi_j\}^T \{F\} \quad (1.20)$$

Selon la condition de normalité suivant la matrice de masse :

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_j\} = 1 \quad (1.21)$$

L'équation du mouvement dans les coordonnées modales devient ainsi:

$$\ddot{y}_j + 2\omega_j \xi_j \dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = f_j \quad (1.22)$$

Avec  $f_j = \{\phi_j\}^T \{F\}$  représente l'effort et  $\xi_j$  est l'amortissement critique du mode  $j$ .

Pour une vibration harmonique sinusoïdale,  $f_j$  s'écrit sous la forme de :

$$f_j = f_{jc} e^{i\Omega t} \quad (1.23)$$

Où  $f_{jc}$  et  $\Omega$  sont respectivement l'amplitude complexe de l'effort et la pulsation imposées.

Pour que l'équation (1.22) soit correcte,  $y_j$  doit avoir la même forme que  $f_j$ . De ce fait,  $y_j$  s'exprime par :

$$y_j = y_{jc} e^{i\Omega t} \quad (1.24)$$

Où  $y_{jc}$  est l'amplitude complexe dans les coordonnées modales du mode  $j$ .

La dérivation de l'équation (1.24) et la substitution des équations (1.24) ainsi que (1.23) dans l'équation (1.22) donne :

$$-\Omega^2 y_{jc} e^{i\Omega t} + 2\omega_j \xi_j (i\Omega y_{jc} e^{i\Omega t}) + \omega_j^2 y_{jc} e^{i\Omega t} = f_{jc} e^{i\Omega t} \quad (1.25)$$

Tout calcul fait, l'équation devient :

$$y_{jc} = \frac{f_{jc}}{(\omega_j^2 - \Omega^2) + i(2\omega_j \xi_j \Omega)} \quad (1.26)$$

Finalement le vecteur de déplacement complexe se ramène à la formule suivante:

$$\{u_c\} = \sum_{i=1}^n \{\phi_j\} y_{jc} \quad (1.27)$$

Tels que  $\{\phi_j\}$  et  $y_{jc}$  représentent le vecteur propre et la contribution du mode  $j$  respectivement.

Dans des systèmes ayant des formes géométriques complexes, la méthode des éléments finis est une technique très adaptée pour étudier des problématiques vibro-acoustiques tels que le crissement ou le graillonnement, puisque plusieurs modes élastiques et les composants  $y$  contribuant peuvent être modélisés. Par ailleurs, une analyse dynamique dans le domaine fréquentiel se révèle être une bonne alternative à l'analyse dynamique transitoire très couteuse en temps de calcul. Pour les problématiques de crissement et de graillonnement, l'analyse aux valeurs propres complexes et la réponse forcée par la méthode de superposition modale semblent être des choix judicieux. La première est idéale pour une analyse de stabilité des phénomènes vibro-acoustiques induits par frottement. Elle ne donne cependant pas accès aux niveaux vibratoires. La deuxième est adéquate pour l'analyse des phénomènes vibro-acoustiques induits par une excitation externe.

## 1.6. POSITIONNEMENT DU TRAVAIL

Dans ce premier chapitre, nous avons décrit les éléments qui interviennent dans les phénomènes NVH liés à l'embrayage sec d'automobile, notamment les vibrations axiales de celui-ci. A la suite d'une courte description de la chaîne cinématique d'un véhicule, nous avons défini les phénomènes vibro-acoustiques inhérents à ce système et les composants qui participent dans ces faits. Ensuite, nous avons exposé les deux problématiques NVH que nous proposons d'étudier dans cette thèse : « graillonnement de boîte de vitesses au décollage » et « crissement d'embrayage », mis en évidence grâce aux résultats des essais sur véhicule et sur banc. Ces investigations expérimentales ont permis de mettre en avant une liaison causale entre les vibrations axiales d'embrayage et les phénomènes vibro-acoustiques en question, qui demeurait inconnue particulièrement pour le graillonnement de boîte au décollage.

Le second volet de ce chapitre a mis l'accent sur les mécanismes physiques de génération des vibrations axiales d'embrayage : frottement et excitation moteur, ainsi que les variables intervenantes dans le système. Il ressort de la synthèse bibliographique que de nombreuses études se sont intéressées au crissement particulièrement celui des systèmes de freinage, contrairement à celui de l'embrayage qui n'en compte que très peu. Aujourd'hui, l'instabilité par flottement est admise comme étant la source du crissement, pourtant le mécanisme physique du couplage de modes reste encore mal maîtrisé, notamment l'excitation au contact frottant conduisant au couplage de modes. Par ailleurs, il apparaît que les vibrations axiales d'embrayage d'origine moteur sont dues à la flexion du vilebrequin, excitée principalement par les explosions dans le cylindre le plus proche du volant moteur.

Finalement, nous avons cité dans la même partie les différentes catégories de modélisations adoptées dans la simulation des phénomènes NVH d'une façon générale, en mettant en avant les avantages et les limites de chaque type. Celles-ci peuvent aussi être classées suivant la méthodologie de modélisation retenue: temporelle ou fréquentielle. Il s'avère que l'analyse dynamique réalisée dans le domaine fréquentiel, combinée à la technique des éléments finis, présente de nombreux avantages. En effet, la réduction des temps de calcul et la modélisation des structures à géométrie complexe, représentent les atouts majeurs de cette combinaison.

Au regard des enseignements tirés du présent chapitre, deux voies de recherches sont envisagées. La première s'articule en premier lieu sur la théorie des instabilités par flottement pour étudier le « crissement d'embrayage ». La seconde consiste à adopter l'hypothèse des vibrations axiales forcées provoquées par le moteur comme source d'excitation, pour l'étude du « graillonnement de la boîte au décollage du véhicule ». Dans les deux axes les phénomènes NVH sont induits par des vibrations axiales de l'embrayage.

Le modèle qui sera développé dans ce cadre, aura pour objectif prioritaire de comprendre les mécanismes physiques à l'origine de ces problématiques, dans le but d'expliquer leur génération, ainsi que les voies de propagation des vibrations. Nous identifions ainsi les modes responsables des instabilités vibratoires ou résonances, les composants embarqués dans celles-ci et les paramètres qui influencent sur ces mécanismes. Enfin, nous chercherons aussi à valider les hypothèses formulées, afin de proposer une méthodologie de simulation dans des temps de calcul raisonnables.

Pour parvenir à ces fins, un modèle éléments finis tridimensionnel de l'embrayage doit être développé. Il comportera la géométrie réelle des pièces. Le comportement statique et dynamique de l'ensemble des pièces composant le système d'embrayage sera modélisé. En outre, le modèle doit être suffisamment ouvert pour y introduire des effets dynamiques d'instabilité et de non-linéarité de l'embrayage. Le développement et la validation de ce modèle feront l'objet du second chapitre. Le modèle de l'embrayage doit être couplé à l'arbre d'entrée de la boîte de vitesses pour l'étude du crissement. Une analyse aux valeurs propres complexes sera effectuée pour évaluer la stabilité de l'embrayage, afin d'examiner le mécanisme d'instabilité par flottement de la structure et de déterminer les modes instables susceptibles de déclencher le crissement. Quant au gaillonnement au décollage, un modèle unidirectionnel de la chaîne de transmission sera connecté au modèle de l'embrayage. Le modèle de la chaîne de transmission sera développé sous forme d'un système inertie-ressort. Une analyse spectrale par la méthode de superposition modale sera réalisée par la suite sur l'ensemble de la chaîne cinématique, dans le but de déterminer la réponse dynamique de l'ensemble de la structure et d'identifier l'éventuelle existence du phénomène. De plus, les interactions existantes entre les pièces de l'embrayage et celles de la chaîne cinématique seront examinées. L'analyse des instabilités par flottement et l'étude de la réponse forcée seront respectivement exposées dans les chapitres 3 et 4.

Cependant, cette voie de recherche s'annonce délicate et périlleuse à première vue. De fait, les principales difficultés que nous allons rencontrer, résident dans :

- La grande déformation de certains composants (diaphragme, progressivité, etc.) et la variation non-linéaire de la charge;
- Le nombre important de pièces et de liaisons complexes entre celles-ci ;
- La précontrainte présente dans l'embrayage ;
- Le contact par frottement ;
- Le comportement mécanique complexe du matériau des garnitures ;
- Les formes géométriques complexes et irrégulières ;
- L'amortissement structurel à intégrer dans le modèle, qui sera difficile à évaluer ;
- La validation expérimentale.

Tous ces points font de ce travail original une mission ardue, mais nécessaire pour simuler fidèlement le comportement axial de l'embrayage. Ceci explique en grande partie le faible nombre d'études qui se sont intéressées à ces problématiques. Par ailleurs, ces travaux vont permettre d'identifier les actions à mettre en place pour réduire les instabilités et les résonances dans l'embrayage, et ainsi conduire à une baisse des nuisances. L'intérêt final de cette étude consistera également à suggérer des préconisations techniques durant la conception d'un nouveau produit, afin de réduire les phases de développement et les coûts de garantie.

## CHAPITRE 2: DEVELOPPEMENT ET VALIDATION DU MODELE DE L'EMBRAYAGE

Ce chapitre décrit la méthodologie suivie pour la mise en place d'un modèle tridimensionnel de l'embrayage développé par la méthode des éléments finis. Ce modèle dynamique sera par la suite utilisé pour l'étude des phénomènes vibro-acoustiques : crissement d'embrayage et gaillonnement de boîte au décollage. Premièrement, le processus de modélisation adopté dans ce travail sera présenté. Ensuite, la validation du comportement axial du modèle sera détaillée en statique et dynamique, à travers la confrontation des résultats de simulation à ceux issus des expérimentations.

### 2.1. LE PROCESSUS DE MODELISATION

#### 2.1.1. DEMARCHE DE MODELISATION PAR LA METHODE DES ELEMENTS FINIS

Le processus commence par la préparation de la géométrie sur un logiciel de CAO. Elle consiste à partitionner les surfaces au niveau des zones de contact et à éliminer les éventuels jeux ou pénétrations entre les pièces.

Après cela, les propriétés des matériaux sont à inclure dans le modèle. Dans cette étude, les matériaux sont considérés comme homogènes et isotropes : matériau de friction pour les garnitures du disque de friction, fonte pour le plateau de pression et le volant, acier pour le reste des composants. Toutes les caractéristiques des matériaux sont données dans le Tableau 2-1.

Propriétés des matériaux	Valeurs	Propriétés des matériaux	Valeurs
<b>Acier</b>		<b>Garniture</b>	
Module d'Young [GPa]	200	Module d'Young [MPa]	8200
Coefficient de poisson	0.33	Coefficient de poisson	0.3
Densité [kg/m <sup>3</sup> ]	7850	Densité [kg/m <sup>3</sup> ]	1680
<b>Fonte</b>			
Module d'Young [GPa]	125		
Coefficient de poisson	0.26		
Densité [kg/m <sup>3</sup> ]	7250		

**Tableau 2-1 : Les propriétés mécaniques des matériaux de l'embrayage**

Vient ensuite l'étape de gestion des contacts, elle concerne la définition des zones partitionnées antérieurement. Ces contacts doivent correspondre le plus possible à la réalité. Les types de contacts utilisés sont: « couplage en déplacement dans toutes les directions », « sans frottement » ou « avec frottement ». Le premier vise les assemblages vissés ou rivetés. Le second type de contact représente les liaisons assemblées permettant un glissement et une séparation des surfaces en contact. Le dernier type de liaison concerne les pièces qui peuvent frotter entre elles suivant un coefficient de frottement, en admettant une séparation entre les surfaces en vis-à-vis. Par ailleurs, une formulation du type « lagrangien augmenté » est utilisée pour la résolution du problème de contact unilatéral. Ce choix se justifie par un compromis entre la robustesse et la rapidité de celle-ci, comparé à la méthode par pénalité et à celle des multiplicateurs de Lagrange [89,90].

Une analyse de sensibilité au maillage a été réalisée. Des éléments tétraédriques quadratiques à 10 nœuds, ont été adoptés pour l'ensemble des composants. Ce type permet de remplir tous les volumes possibles en représentant au mieux les surfaces courbes et complexes, contrairement aux éléments hexaédriques et prismatiques qui risquent d'être distordus dans ces cas [87]. Concernant la taille des éléments, celle-ci dépend de la flexibilité des composants du modèle. De fait, pour les pièces qui subissent de grandes déformations à savoir le diaphragme, le disque de progressivité, les languettes et les articulations, un maillage raffiné sera appliqué. L'ensemble des paramètres du maillage et des paires de contacts définis dans les modèles, sont consultables en annexe A.

La procédure de modélisation aboutit à une étape, qui se résume en la définition des conditions aux limites et de chargement, déterminante et souvent délicate. Cette phase permet la modélisation des interactions entre la structure à étudier et son environnement. Celles-ci dépendent essentiellement du cas d'étude à simuler. A ce titre, les conditions aux limites et de chargement appliquées dans le modèle seront indiquées ultérieurement.

## 2.1.2. DEMARCHE DE VALIDATION

Dans le but d'étudier le comportement dynamique donnant naissance aux deux phénomènes vibro-acoustiques traités dans cette thèse, il est nécessaire de disposer d'un modèle dynamique validé suivant la direction axiale, afin de garantir la fiabilité des résultats qu'il fournit. L'analyse modale numérique peut servir de méthode de validation d'un modèle dynamique en comparant les premiers modes de vibration à ceux identifiés par l'analyse modale expérimentale [88]. De plus, cette technique permet également d'examiner le comportement vibratoire d'une structure et d'identifier ses paramètres modaux, notamment les fréquences propres, les déformées modales, les amortissements modaux, etc. En s'appuyant sur les principes de l'analyse modale, nous allons tenter dans ce chapitre de vérifier si le modèle éléments finis de l'embrayage développé sous *ANSYS Workbench*, pourrait reproduire correctement le même comportement axial de l'embrayage observé dans la réalité.

Aux fins d'atteindre cet objectif, cinq étapes sont définies pour valider le modèle en comparant les résultats numériques de chaque étape aux expérimentations correspondantes. La Figure 2-1 illustre le processus de modélisation qui a été suivi dans ces travaux. La première étape est dédiée à obtenir les paramètres modaux de chaque composant d'embrayage par l'intermédiaire d'un essai de marteau d'impact en condition libre-libre. En raison de la précontrainte qu'inclut le système d'embrayage, son comportement statique non-linéaire doit être proprement décrit. De ce fait, la deuxième et la troisième étape sont consacrées pour valider le comportement statique de l'embrayage, d'une part pour chaque sous-système séparément (composants, mécanisme et disque de friction), d'autre part, pour l'ensemble d'embrayage grâce à des essais sur bancs. La quatrième étape consiste à effectuer l'analyse modale précontrainte à chaque position de la butée sur pot vibrant. Ceci a pour but de déterminer les caractéristiques vibratoires du système d'embrayage. En dernier lieu, une analyse harmonique précontrainte est réalisée afin d'intégrer les bonnes grandeurs d'amortissement dans le modèle.

La stratégie de simulation adoptée dans chaque étape est répétée jusqu'à l'obtention d'un niveau de corrélation satisfaisant. A titre d'exemple, comme nous l'avons évoqué dans la première phase, les propriétés dynamiques issues des résultats numériques seront confrontées à ces semblables obtenues par marteau de choc. Si l'écart entre les deux s'avère minime, nous passons à l'étape suivante. Sinon, en se fondant sur des hypothèses physiques, les propriétés des matériaux et le paramétrage du maillage devront être modifiés. Pour la deuxième et la troisième étape, il est possible d'agir en complément sur les paramètres de contact et les conditions aux limites. Toutefois, il est primordial de repasser par la première étape et de revalider les caractéristiques dynamiques de chaque composant, afin de s'assurer que les modifications apportées en deuxième étape n'affecteront pas la première. De plus amples détails seront fournis à travers ce chapitre.

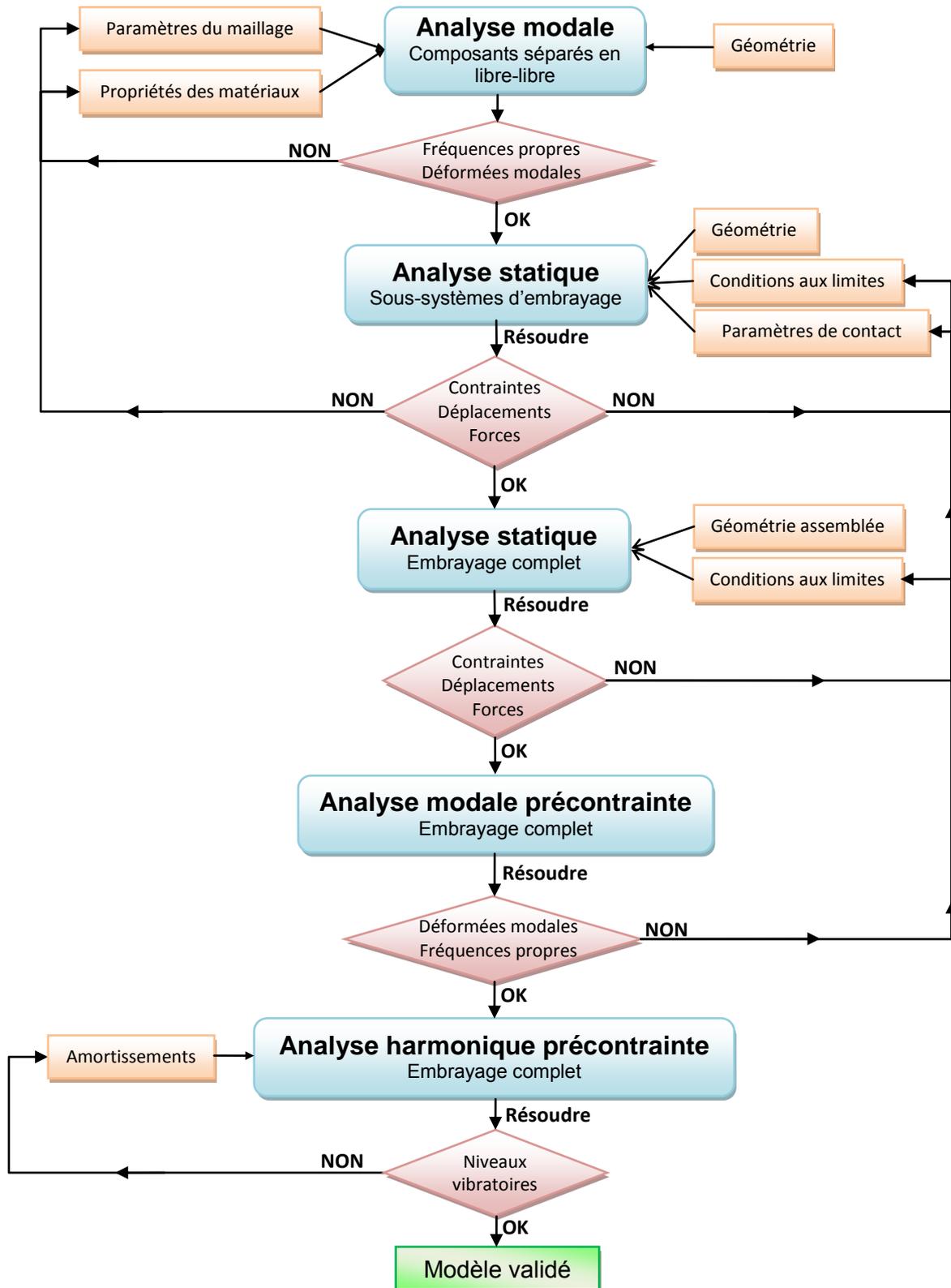


Figure 2-1 : Processus de validation du modèle d'embrayage

## 2.2. ANALYSE MODALE DES COMPOSANTS EN LIBRE-LIBRE

L'analyse modale est effectuée sur les composants de l'embrayage à l'aide du marteau d'impact en condition libre-libre. Le but de cette manipulation est de valider la géométrie et les propriétés des matériaux intégrées dans le modèle. Cet essai présente l'avantage d'être rapide, économique et facile à mettre en œuvre, afin de déterminer les modes de vibration

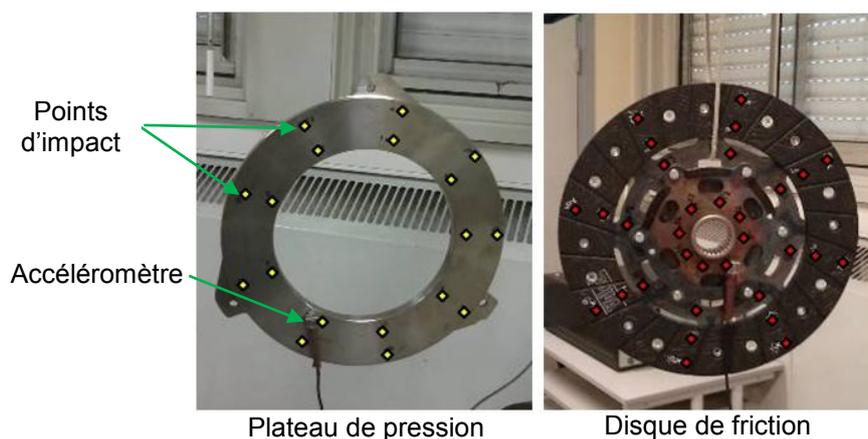
d'une structure [91]. Pourtant, il peut présenter des limites notamment en termes d'énergie d'excitation pour des structures de grande taille.

La technique consiste à venir exciter la structure en différents points et de mesurer sa réponse. Pour cela, le matériel suivant est requis :

- Un marteau d'impact comportant un capteur de force accroché à son extrémité, afin de mesurer la force d'impact.
- Différents embouts utilisés selon la gamme de fréquences à exciter : des embouts mous pour les basses fréquences et durs pour les moyennes fréquences.
- Un accéléromètre de petite taille fixé à un point de la structure, pour mesurer la réponse en accélération.
- Un logiciel de post-traitement pour déterminer les paramètres modaux de la structure.

La démarche suivie pour réaliser le test consiste à appliquer dans une large bande de fréquence, plusieurs coups de marteau à la structure dans des points uniformément répartis. La fonction de réponse en fréquence est finalement obtenue à l'aide du logiciel de post-traitement.

La Figure 2-2 montre les conditions du test ainsi que la localisation de l'accéléromètre et des points d'impact pour le plateau de pression et le disque de friction.



**Figure 2-2 : Condition en libre-libre du disque de friction et plateau de pression**

Le problème aux valeurs propres est résolu grâce à l'algorithme de *Block Lanczos* disponible dans *ANSYS*. Les résultats numériques et expérimentaux de l'analyse modale sont présentés dans le Tableau 2-2 et le Tableau 2-3 pour les composants suivants : plateau de pression, diaphragme, couvercle, garniture et disque de friction. A noter que la géométrie de ce dernier a été simplifiée : seuls le disque de progressivité, les garnitures et le moyeu sont conservés. Le moyeu du disque de friction est modélisé par une forme cylindrique, sa masse et son inertie ont été substituées, (Figure 2-3). Il est à noter que l'assemblage par rivets a été remplacé par un contact « couplage en déplacement dans toutes les directions », (cf. annexe A). Les résultats sont comparés aux fréquences propres ainsi qu'aux déformées modales obtenues via l'essai au marteau de choc. Afin de s'affranchir des modes de corps rigide, la plage de fréquence choisie couvre 1 à 700 Hz, à l'exception du plateau de pression qui a une première fréquence propre au-dessus de 700 Hz. Par conséquent, l'intervalle sélectionné pour ce composant est de 1 à 2000 Hz. Ce choix de cet intervalle (1-700 Hz), est motivé par le fait que la gamme de fréquence des phénomènes vibro-acoustiques étudiés dans cette thèse, est située entre 1 et 600 Hz.

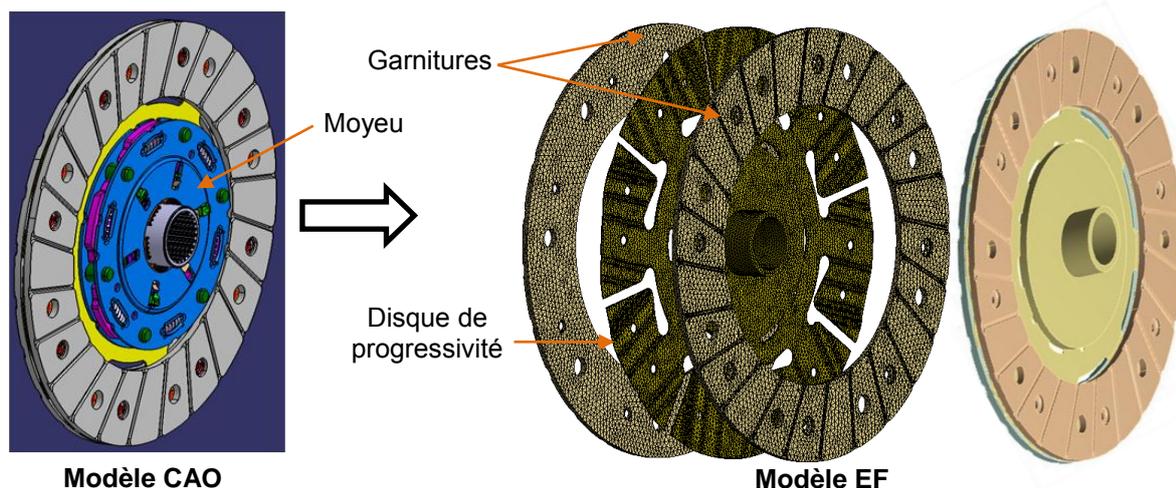
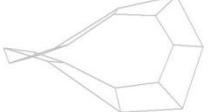
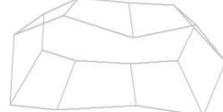
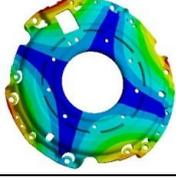
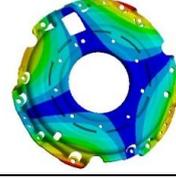
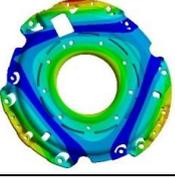
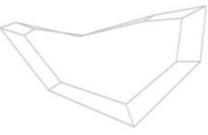
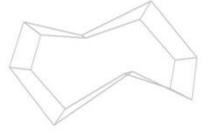
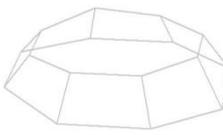
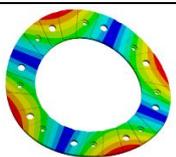
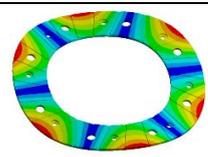
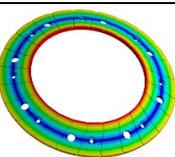


Figure 2-3 : Modèle éléments finis du disque de friction après simplification

Plateau de pression				
Modes de vibration		Mode 1	Mode 2	Mode 3
Essai	Déformée modale			
	Fréquence propre (Hz)	751	1880	2110
Numérique	Déformée modale			
	Fréquence propre (Hz)	744	1853	2075
Ecart (%)		0.9	1.4	1.6

Diaphragme				
Modes de vibration		Mode 1	Mode 2	Mode 3
Essai	Déformée modale			
	Fréquence propre (Hz)	180	375	425
Numérique	Déformée modale			
	Fréquence propre (Hz)	172	392	410
Ecart (%)		4.4	4.5	3.5

Couvercle				
Modes de vibration		Mode 1	Mode 2	Mode 3
Essai	Déformée modale			
	Fréquence propre (Hz)	432	450	787
Numérique	Déformée modale			
	Fréquence propre (Hz)	412	426	779
Ecart (%)		4.6	5.3	1.0

Garniture				
Modes de vibration		Mode 1	Mode 2	Mode 3
Essai	Déformée modale			
	Fréquence propre (Hz)	96.5	277	323
Numérique	Déformée modale			
	Fréquence propre (Hz)	91	250	275
Ecart (%)		5.6	9.7	14.8

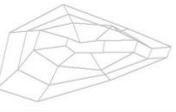
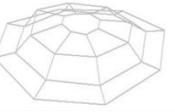
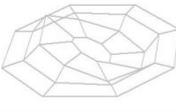
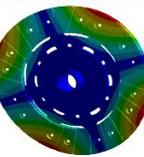
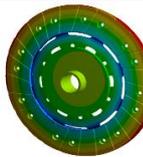
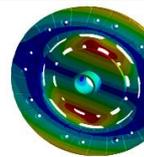
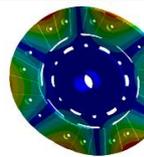
Disque de friction					
Modes de vibration		Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4
Essai	Déformée modale				
	Fréquence propre (Hz)	165	189	259	341
Numérique	Déformée modale				
	Fréquence propre (Hz)	148	190	267	318
Ecart (%)		10.3	0.6	3.0	6.7

Tableau 2-2 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux

Plateau de pression				
Modes de vibration	Mode 1	Mode 2	Mode 3	
Amortissement modal expérimental (%)	0.09	0.101	0.14	
Diaphragme				
Modes de vibration	Mode 1	Mode 2	Mode 3	
Amortissement modal expérimental (%)	0.68	0.25	0.26	
Couvercle				
Modes de vibration	Mode 1	Mode 2	Mode 3	
Amortissement modal expérimental (%)	0.168	0.13	0.114	
Garniture				
Modes de vibration	Mode 1	Mode 2	Mode 3	
Amortissement modal expérimental (%)	0.93	1.34	1.46	
Disque de friction				
Modes de vibration	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4
Amortissement modal expérimental (%)	1.06	1.23	1.34	1.58

**Tableau 2-3 : Amortissements modaux expérimentaux des composants**

La différence entre les résultats numériques et expérimentaux est généralement acceptable, d'environ 7% pour toutes les pièces testées, à l'exception des deuxième et troisième modes de la garniture et le premier mode du disque de friction. Cette différence est probablement due à l'isotropie de la garniture supposée plus haut. Pour vérifier cette hypothèse, les données orthotropes du matériau de garniture sont intégrées dans le modèle. Ils sont décrits dans le Tableau 2-4.

Matériau de garniture					
Module d'Young [MPa]	$E_r$	6000	Module de cisaillement [MPa]	$G_{r\theta}$	4600
	$E_\theta$	9000		$G_{\theta z}$	2800
	$E_z$	2000		$G_{rz}$	1000
Coefficient de poisson	$\nu_{r\theta}$	0.28	Densité [kg/m <sup>3</sup> ]		1680
	$\nu_{\theta z}$	0.28			
	$\nu_{rz}$	0.28			

**Tableau 2-4 : Caractéristiques orthotropes de la garniture**

Les nouveaux résultats incluant la caractéristique orthotrope de la garniture, sont exposés dans le Tableau 2-5. Il apparaît que le niveau de corrélation des modes de garniture et ceux du disque de friction s'est amélioré, passant de 14,8 à 4,6 % pour toutes les pièces testées. Cette valeur (4,6 %) est probablement due à la variabilité du processus de fabrication associé aux variations des paramètres géométriques et des propriétés mécaniques des matériaux. La nature orthotrope de la garniture est maintenue pour le reste de ce travail. Les caractéristiques de la géométrie et des matériaux utilisés pour chaque composant sont donc validées.

Garniture			
Mode 1	Mode 2	Mode 3	
Ecart (%)	Ecart (%)	Ecart (%)	
0,52	3,90	3,42	
Disque de friction			
Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4
Ecart (%)	Ecart (%)	Ecart (%)	Ecart (%)
0,61	0,53	4,60	1,47

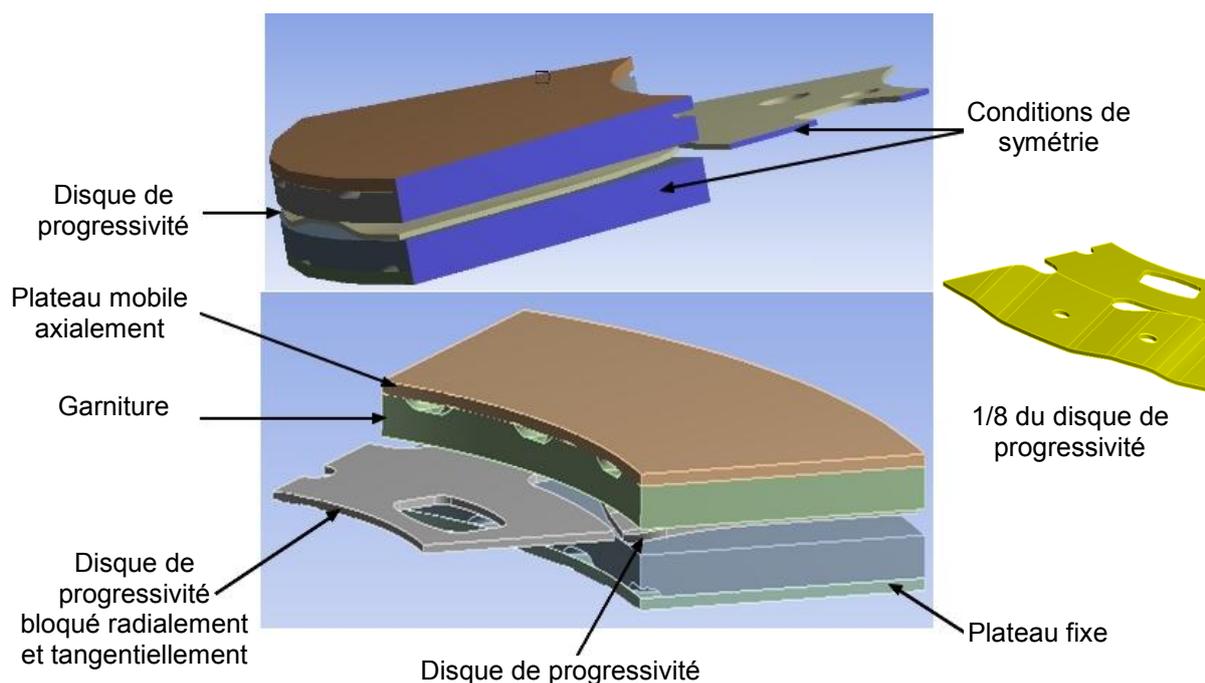
**Tableau 2-5 : Comparaison entre les fréquences numériques et expérimentales pour la garniture et le disque de friction (garniture de nature orthotrope)**

## 2.3. ANALYSE STATIQUE DU SYSTEME D'EMBRAYAGE

Comme le comportement dynamique des composants d'embrayage a été validé, l'analyse statique doit également être effectuée et validée. Pour cette raison, les raideurs axiales élastiques linéaires des composants et non linéaires du disque de friction, mécanisme et assemblage sont déterminées numériquement et comparées aux résultats expérimentaux correspondants.

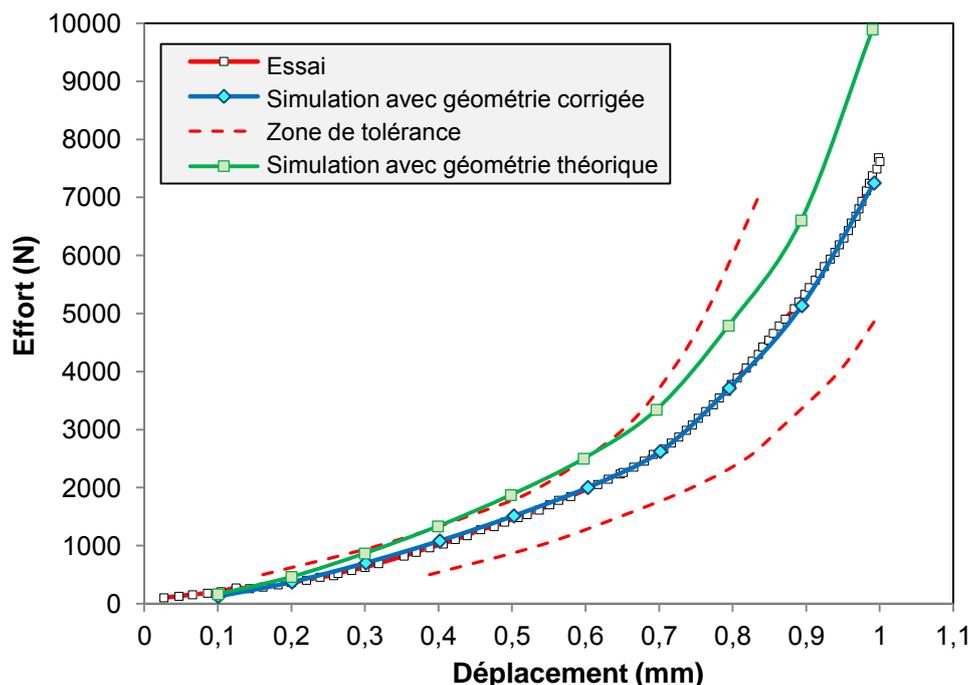
### 2.3.1. ANALYSE STATIQUE DU DISQUE DE FRICTION

Comme cela a été mentionné dans la section 1.1.3.4, le disque de friction est caractérisé axialement par une courbe de compression nommée courbe de progressivité. Elle correspond à la charge appliquée par le plateau de pression durant un ré-embrayage. Dans le but de reproduire le comportement axial du disque de friction, deux plateaux circulaires rigides sont rajoutés au modèle du disque de friction. L'un est placé sur la piste de frottement de la première garniture, l'autre du côté opposé en contact avec la seconde. Seul un huitième de la géométrie est considéré afin de simplifier le modèle par symétrie. De plus, un coefficient de frottement de 0,37 est spécifié entre les garnitures et les deux plateaux, représentatif des données expérimentales du contact fonte/garniture dans une plage de 60 à 200°C. Numériquement, la courbe de progressivité est déterminée en appliquant un déplacement axial au premier plateau, alors que la face inférieure du second plateau est supposée encastrée. De plus, le moyeu du disque est libre axialement mais bloqué radialement et tangentiellement sur sa surface intérieure. Afin de représenter les conditions aux limites de symétrie, un blocage normal des surfaces latérales est appliqué, (Figure 2-4).



**Figure 2-4 : Conditions aux limites imposées au 1/8 du disque de friction**

Les résultats de simulation comparés à ceux issus de l'expérimental, sont affichés dans la Figure 2-5. Il apparaît que la courbe numérique résultante du calcul avec les dimensions théoriques, est légèrement hors de la zone de tolérance. En outre, cette comparaison montre un manque significatif de corrélation. Ceci peut s'expliquer par le fait que les pièces modélisées n'ont pas les mêmes dimensions que les pièces réelles. En effet, une fois les opérations de formage sont accomplies, les composants fabriqués ne gardent pas les mêmes formes et dimensions des outils, en raison du phénomène de retour élastique [92].



**Figure 2-5 : Courbe de progressivité (comparaison entre simulations et essai)**

Dans l'objectif de réduire l'écart observé entre la courbe expérimentale et numérique avec une géométrie théorique, une étude de sensibilité est effectuée sur des paramètres géométriques et de contact. Les propriétés mécaniques axiales de la garniture n'ont pas été remises en cause, étant donné que le disque de friction peut être assimilé à une série de raideurs axiales (garniture-disque de progressivité-garniture). De ce fait, la raideur la plus faible, qui correspond à celle du disque de progressivité, est la plus prépondérante. Par conséquent, l'accent a été mis particulièrement sur la raideur de contact (planéité et état de surface), le coefficient de frottement, la hauteur et l'épaisseur du disque de progressivité ainsi que sur l'hypothèse de la modélisation du rivetage par un contact rigide. À cette fin, les caractéristiques géométriques sont mesurées et analysées. De plus, la géométrie réelle de deux rivets est intégrée dans le modèle afin de simuler l'assemblage par rivets, annexe A. Le Tableau 2-6 indique le degré d'influence de ces paramètres sur la courbe de progressivité. L'impact exprimé en erreur quadratique moyenne, représente l'écart entre la courbe numérique avec géométrie théorique et celle du paramètre testé. La valeur modifiée décrit la grandeur de tolérance déterminée expérimentalement par des outils de métrologie.

Paramètres testés	Valeur initiale	Valeur modifiée	Erreur quadratique moyenne en Newton
Hauteur du disque de progressivité	0.9 mm	0.1 mm	1132 N
Epaisseur du disque de progressivité	0.7 mm	0.05 mm	677 N
Raideur de contact	$6,2 \cdot 10^6$ N/mm	$6,14 \cdot 10^6$ N/mm	653 N
Coefficient de frottement	0.37	0.05	4 N
Effort de serrage par rivets	—	605 N	6 N

**Tableau 2-6 : Degré d'influence des paramètres testés sur la courbe de progressivité**

Plus le degré d'influence sur la courbe de progressivité est élevé, plus l'impact du paramètre en question est important. Selon le tableau ci-dessus, l'analyse démontre que les paramètres géométriques influencent énormément l'allure du disque de progressivité. Cependant, le coefficient de frottement et l'intégration des rivets pour la modélisation de cet assemblage, n'ont pratiquement aucun impact sur la courbe. En outre, il semble que celle-ci

est particulièrement dépendante de la hauteur de la progressivité, ce qui impacte significativement sa raideur axiale. Sur la base de ces enseignements, la géométrie du disque de friction a été modifiée, telle qu'elle est illustrée dans le Tableau 2-7.

Paramètres	Valeur initiale	Valeur corrigée
Hauteur de la progressivité	0.9 mm	0.95 mm
Epaisseur de la progressivité	0.7 mm	0.65 mm
Raideur de contact (FKN)	$6,2 \cdot 10^6$ N/mm	$6 \cdot 10^4$ N/mm

**Tableau 2-7 : Valeurs corrigées de la géométrie du disque de friction**

Les résultats de simulation de la géométrie corrigée sont présentés dans la Figure 2-5. Une nette amélioration et une meilleure corrélation est à constater entre le résultat expérimental et numérique de la géométrie corrigée. Ces résultats montrent alors qu'il est nécessaire de modifier la géométrie du disque de friction pour être en mesure de reproduire correctement le comportement axial non-linéaire du disque de friction. La géométrie corrigée est maintenue pour la suite du travail. D'autre part, la modélisation du rivetage par un contact rigide est validée.

### 2.3.2. ANALYSE STATIQUE DES COMPOSANTS DU MECANISME D'EMBRAYAGE

Une analyse statique a été réalisée sur d'autres pièces déformables du mécanisme d'embrayage à savoir le crochet élastique et les languettes. Ceci a pour but de valider la raideur axiale linéaire de ces composants séparément, avant de les intégrer dans le modèle complet du mécanisme. Les résultats numériques sont comparés aux données expérimentales.

#### 2.3.2.1. RAIDEUR DU CROCHET ELASTIQUE

La précharge du crochet élastique permet le maintien permanent du contact entre le cordon couvercle et le diaphragme, même lors du basculement de ce dernier. En partant de la géométrie CAO de l'articulation élastique, sa raideur axiale est déterminée en appliquant les conditions aux limites et de chargement comme suit, (Figure 2-6):

- L'articulation est bloquée dans toutes les directions au niveau de sa surface liée par rivetage au couvercle.
- Un effort axial est appliqué à sa face extérieure.



**Figure 2-6 : Modèle EF du crochet élastique**

La raideur axiale du crochet élastique est évaluée à partir du rapport entre l'effort axial appliqué et le déplacement axial résultant à ce niveau. La comparaison du résultat de calcul avec les données expérimentales est fournie dans le Tableau 2-8. Nous pouvons constater

que la différence entre les deux est très faible. Ceci permet de conclure que le modèle reproduit convenablement la raideur axiale du crochet élastique.

Raideur axiale du crochet élastique (N/mm)		
Numérique	Expérimental	Erreur (%)
262	260	0.8

**Tableau 2-8 : Raideur axiale du crochet élastique (comparaison entre simulation et essai)**

### 2.3.2.2. RAIDEUR DES LANGUETTES

Les languettes servent à maintenir le contact entre le plateau de pression et le diaphragme en phase de débrayage. De la même manière que la simulation précédente, la raideur axiale d'une paire de languettes est évaluée en imposant les conditions aux limites et de chargement comme suit, (Figure 2-7):

- Les languettes sont bloquées dans toutes les directions au niveau de la surface liée par rivetage au plateau de pression.
- Un effort axial est appliqué à l'autre extrémité, qui représente sa liaison rivetée avec le couvercle.



**Figure 2-7 : Modèle EF des languettes**

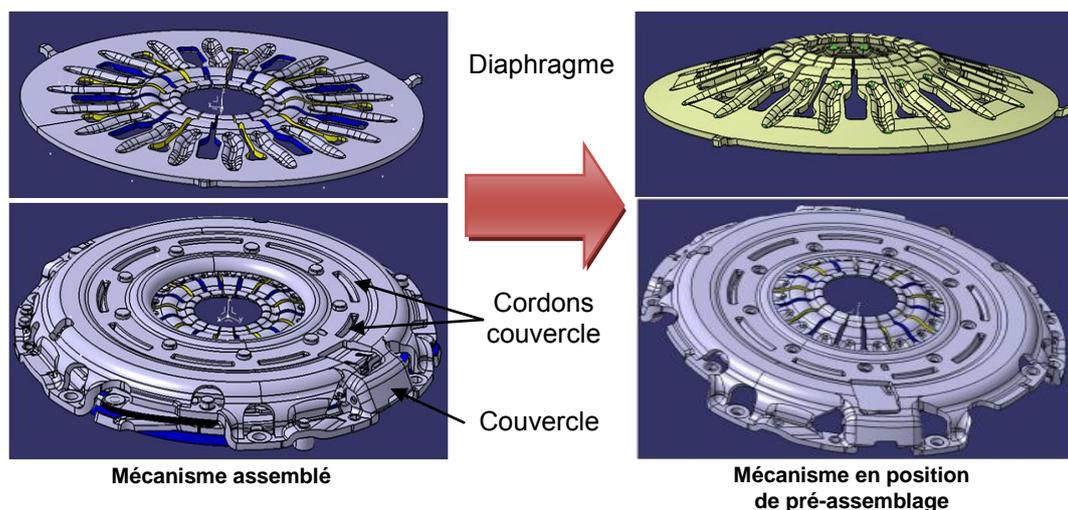
La comparaison des résultats de simulation et d'essai est reportée dans le Tableau 2-9. Il apparaît donc que l'écart est infime, ce qui confère une bonne prédiction du modèle à l'égard de la raideur axiale des languettes.

Raideur axiale des languettes (N/mm)		
Numérique	Expérimental	Erreur (%)
144	140	2.9

**Tableau 2-9 : Raideur axiale des languettes (comparaison entre simulation et essai)**

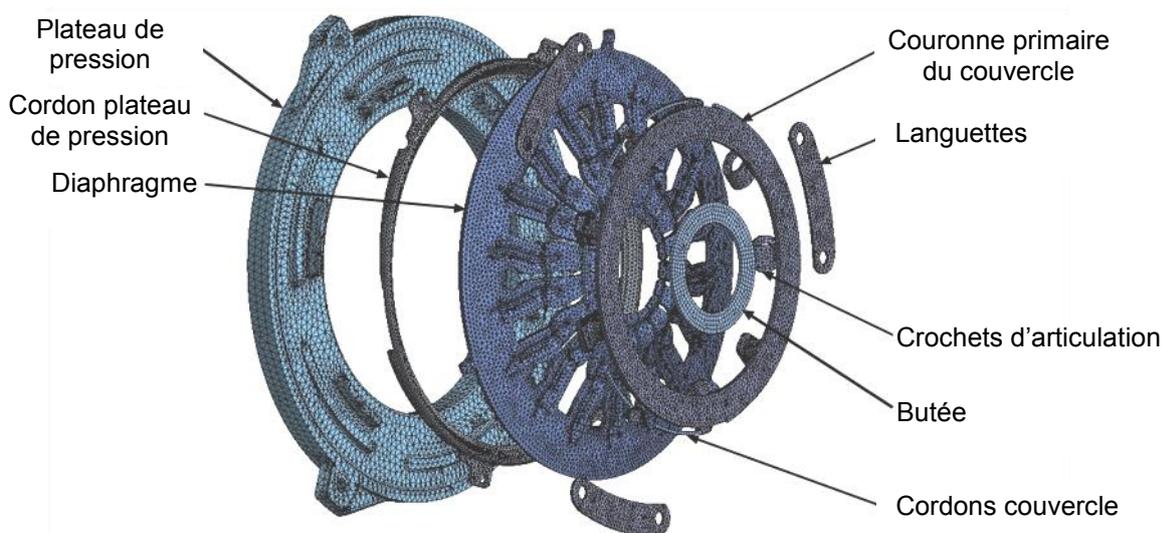
### 2.3.3. ANALYSE STATIQUE DU MECANISME D'EMBAYAGE

La modélisation du mécanisme d'embrayage débute par l'augmentation de l'angle du diaphragme de sa position assemblée embrayée ( $2^\circ$ ) à sa position initiale de fabrication ( $14^\circ$ ). Ceci a pour objectif de le précontraindre lors de la simulation d'un débrayage. Cependant, cette modification génère une interférence avec le couvercle, principalement au niveau des contacts à savoir : diaphragme/cordons du couvercle et diaphragme/crochets, voir Figure 2-8.



**Figure 2-8 : Inter-pénétrabilité entre le couvercle et le diaphragme due à l'augmentation de l'angle du diaphragme**

Pour pallier cet inconvénient, la géométrie du couvercle est remplacée par deux couronnes connectées entre elles par un ressort longitudinal. Ce dernier représente la raideur axiale linéaire du couvercle. La première couronne supporte les crochets élastiques et rigides ainsi qu'une masse ponctuelle pour substituer la masse et l'inertie du couvercle. Même si la masse et l'inertie ne participent pas dans le calcul statique, celles-ci sont intégrées à ce niveau afin de préparer le modèle pour l'analyse dynamique qui va suivre. La deuxième couronne est dédiée à appliquer un déplacement axial, en vue de mettre le mécanisme d'embrayage en position de montage et d'intégrer la précontrainte dans celui-ci. Les neuf géométries des cordons du couvercle sont créées et placées en contact avec le diaphragme. Pour fusionner la première couronne aux cordons du couvercle, un couplage est appliqué afin que les deux solides en question aient le même déplacement relatif dans les trois directions. Les languettes sont, quant à elles, reliées au plateau de pression pour assurer son contact continu avec le diaphragme. Au final, le modèle du mécanisme d'embrayage compte 30 pièces à savoir : un diaphragme, une butée, un plateau de pression, 9 crochets d'articulation, 6 languettes, 9 cordons du couvercle, deux couronnes couvercle, un cordon plateau, voir Figure 2-9.



**Figure 2-9 : Modèle EF du mécanisme d'embrayage**

Dans le but de reproduire le comportement statique axial du mécanisme d'embrayage lors d'un débrayage, une analyse statique est exécutée. L'occasion sera aussi de valider la raideur axiale du diaphragme, étant donné que les autres composants subissant de grandes déformations ont été vérifiés précédemment. Cette analyse statique est subdivisée en trois étapes, (Figure 2-10).

- La première concerne le montage des composants du mécanisme à partir de leur position initiale de fabrication pour atteindre leur position assemblée en situation embrayée. Cette étape est très importante, car elle permet l'intégration de la précontrainte du mécanisme dans le modèle. Durant cette phase, le diaphragme sera aplati. Les languettes et les crochets seront précontraints par une charge axiale. Une plaque circulaire rigide servant de bâti au modèle, est bloquée dans toutes les directions. En outre, la distance axiale entre les cordons du couvercle et le plateau de pression nommée " $D$ ", doit être réglée à une valeur donnée à la fin de l'étape de montage du mécanisme. Ceci a pour objectif de s'assurer que le diaphragme a bien atteint l'angle de cambrage souhaité ( $2^\circ$  dans cette étude). Pour ce faire, un déplacement axial est appliqué à la seconde couronne du couvercle. Le mouvement est ensuite transféré à travers le ressort du couvercle, vers la première couronne du couvercle où les crochets d'articulation sont attachés.
- Dans la deuxième étape, la configuration du mécanisme d'embrayage définie dans l'étape de montage est maintenue. De plus, un déplacement axial est appliqué sur la butée, afin qu'elle rentre en contact avec les doigts du diaphragme.
- Finalement, la butée continue son déplacement dans la troisième étape pour dégager le plateau de pression, d'où le débrayage. Par ailleurs, les conditions aux limites et de chargement introduites dans le modèle, sont reportés dans la Figure 2-11.

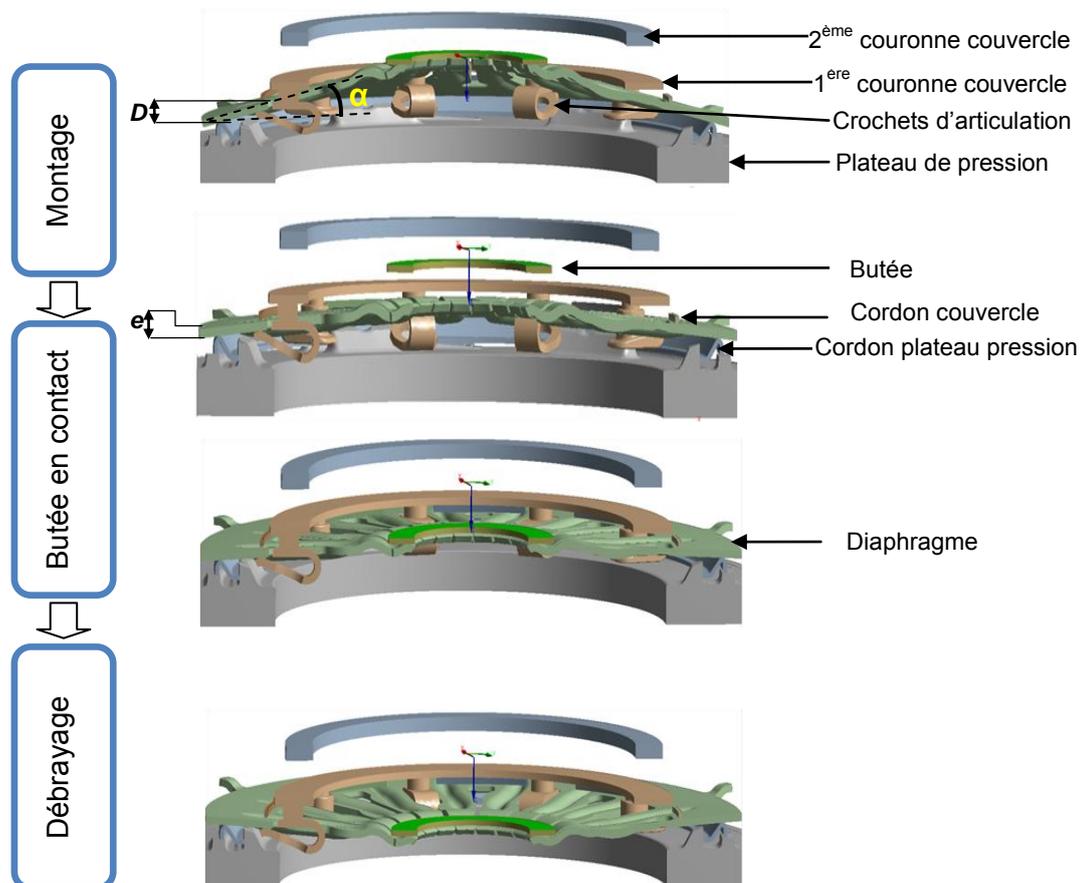
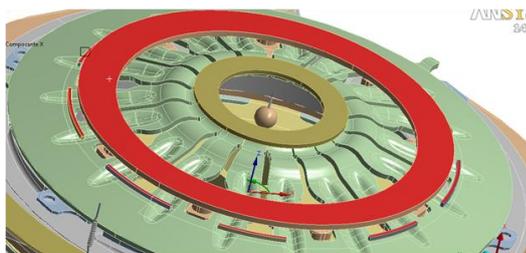
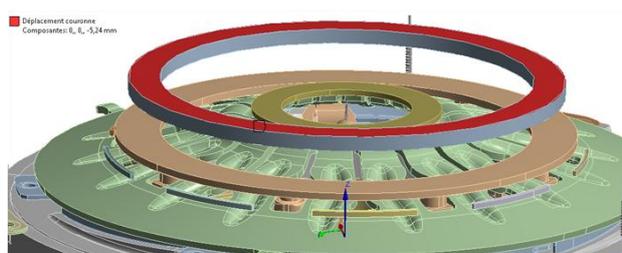


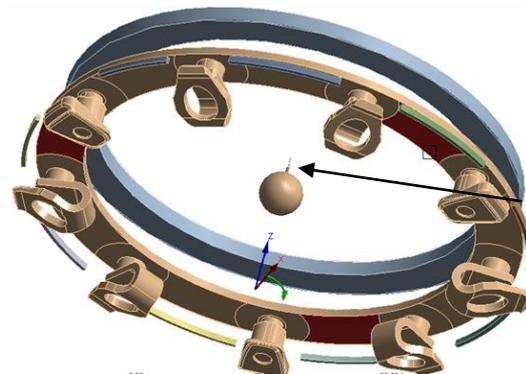
Figure 2-10 : Etapes de l'analyse statique du mécanisme d'embrayage



Couplage entre cordons couvercle et 1<sup>ère</sup> couronne couvercle

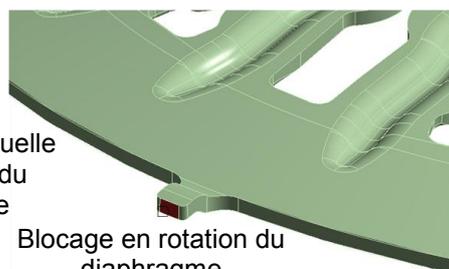


Déplacement axial de la 2<sup>ème</sup> couronne couvercle

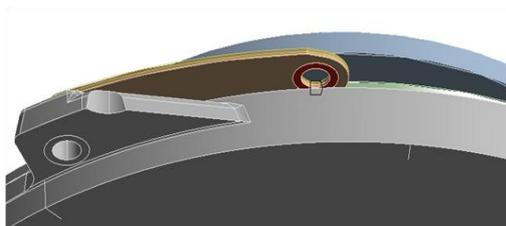


Blocage radial et en rotation de la 1<sup>ère</sup> couronne couvercle

Masse ponctuelle et raideur du couvercle



Blocage en rotation du diaphragme



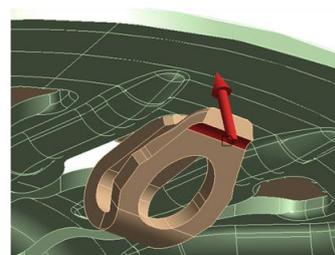
Précharge des languettes (100N\*3)



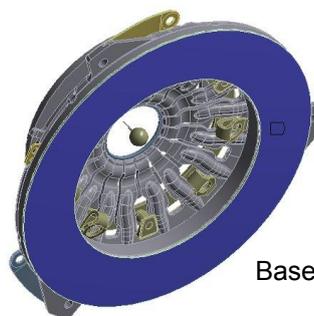
Blocage en rotation du cordon plateau de pression



Effort de serrage des crochets d'articulation (500N\*6)



Déplacement axial de la butée



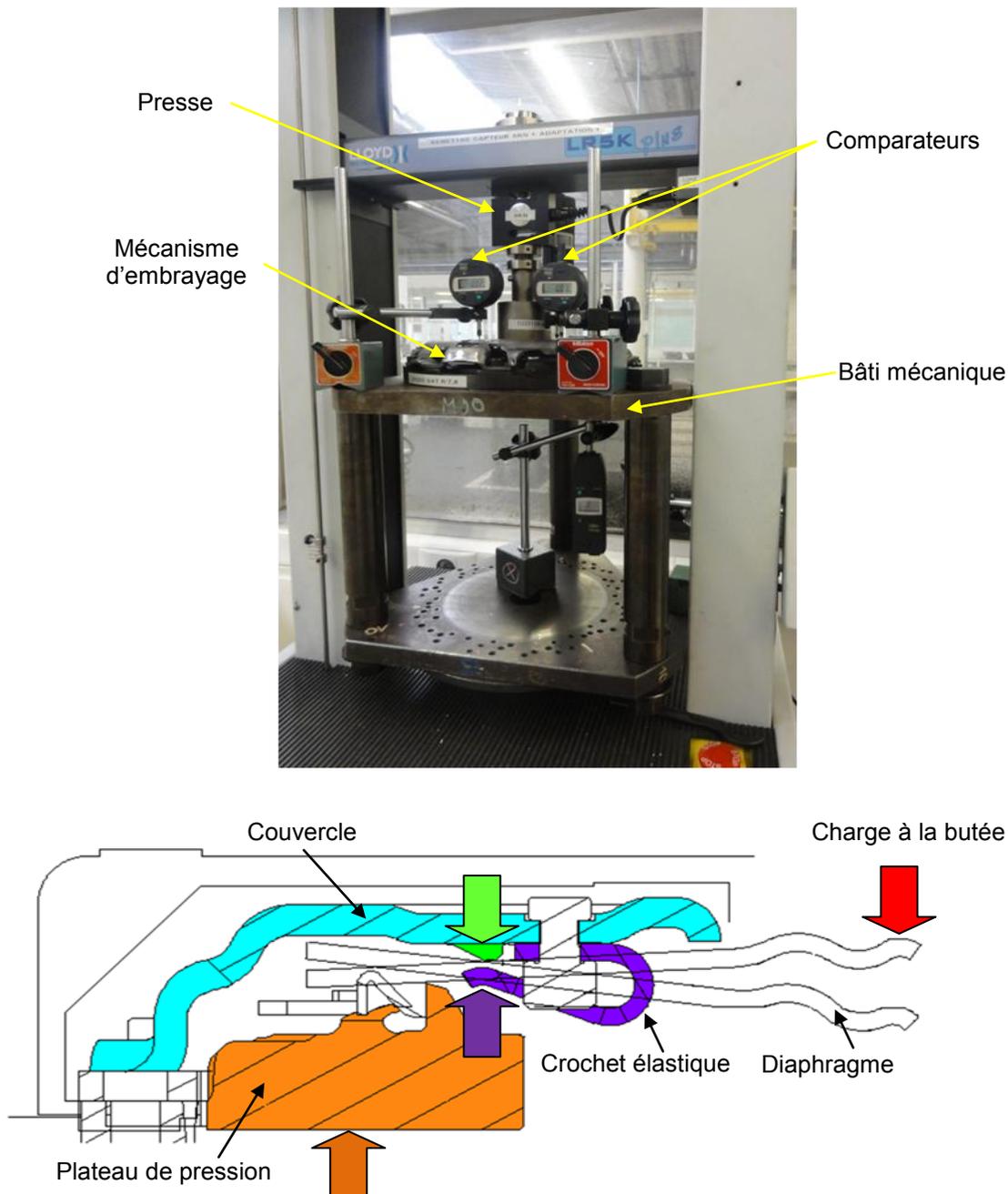
Base fixe

**Figure 2-11 : Conditions aux limites et de chargement du mécanisme d'embrayage**

Les courbes caractéristiques du mécanisme d'embrayage que nous nous proposons de simuler sont listées comme suit :

- La charge à la butée.
- Le déplacement du plateau de pression.
- Le déplacement des cordons couvercle.
- Le déplacement du crochet élastique.

Les points de mesures correspondent aux flèches tracées dans la Figure 2-12. Les réponses ont été mesurées à l'aide de comparateurs installés sur le mécanisme d'embrayage



**Figure 2-12 : Montage du mécanisme d'embrayage et points de mesures de ses paramètres caractéristiques**

Les résultats numériques de la géométrie à dimensions théoriques sont comparés aux courbes mesurées dans la Figure 2-13. Il apparaît que l'allure non-linéaire des réponses numériques est bien reconstituée. Toutefois, un manque de corrélation est observé

principalement au niveau de la charge à la butée. Afin de diminuer cet écart, une analyse de sensibilité a été accomplie sur des paramètres géométriques du mécanisme d'embrayage. En effet, l'intérêt s'est porté à la distance "D", l'angle initial du diaphragme "α" et à son épaisseur "e". La raison pour laquelle ces paramètres ont été sélectionnés se résume à l'absence de donnée expérimentale de la distance "D", associée au confinement de l'embrayage. Pour le reste, ce choix est justifié par les irrégularités géométriques dues au processus de fabrication. Le Tableau 2-10 révèle le degré d'influence des paramètres analysés sur le la courbe de charge à la butée. Leur impact sur celle-ci est exprimé en erreur quadratique moyenne. A ce titre, il est remarquable que l'épaisseur du diaphragme représente le paramètre principal affectant la courbe en question.

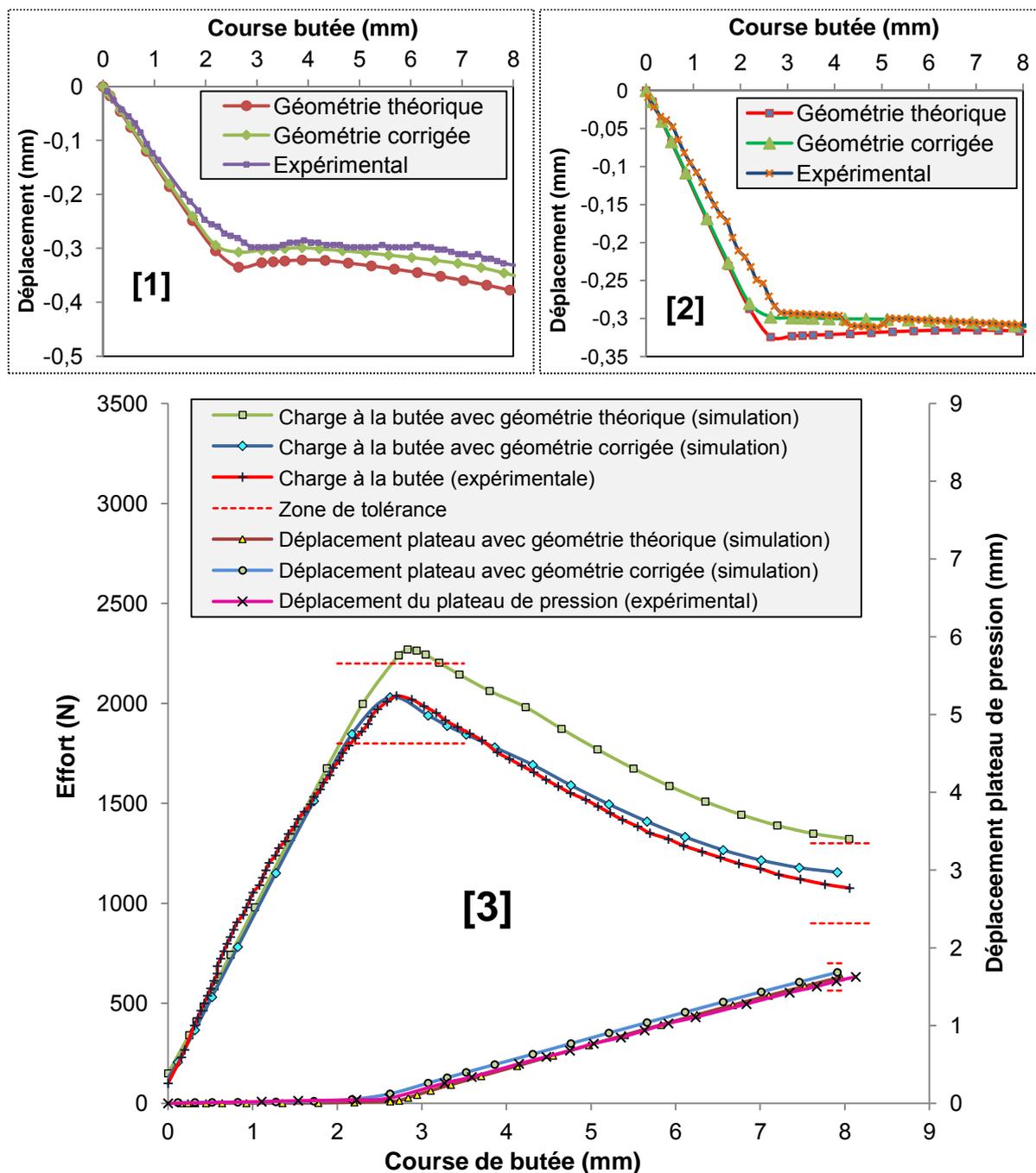


Figure 2-13 : Courbes de charge à la butée [3], déplacement du plateau de pression [3], cordon couvercle [2] et crochet élastique [1] (Comparaison entre calculs et mesures)

Paramètres testés	Valeur initiale	Valeur modifiée	Erreur quadratique moyenne en Newton
Epaisseur du diaphragme "e"	2.7 mm	0.05 mm	80 N
Distance "D"	3.5 mm	0.05 mm	39 N
Angle initial du diaphragme "α"	14°	0°30min	27 N

**Tableau 2-10 : Degré d'influence des paramètres testés sur la courbe de charge à la butée**

En se fondant sur ce qui précède, la géométrie du mécanisme d'embrayage a été corrigée, comme mentionné dans le Tableau 2-11.

Paramètres	Valeur initiale	Valeur corrigée
Distance "D"	3.5 mm	3.4 mm
Epaisseur du diaphragme "e"	2.7 mm	2.65 mm
Angle initial du diaphragme "α"	14°	14°30min

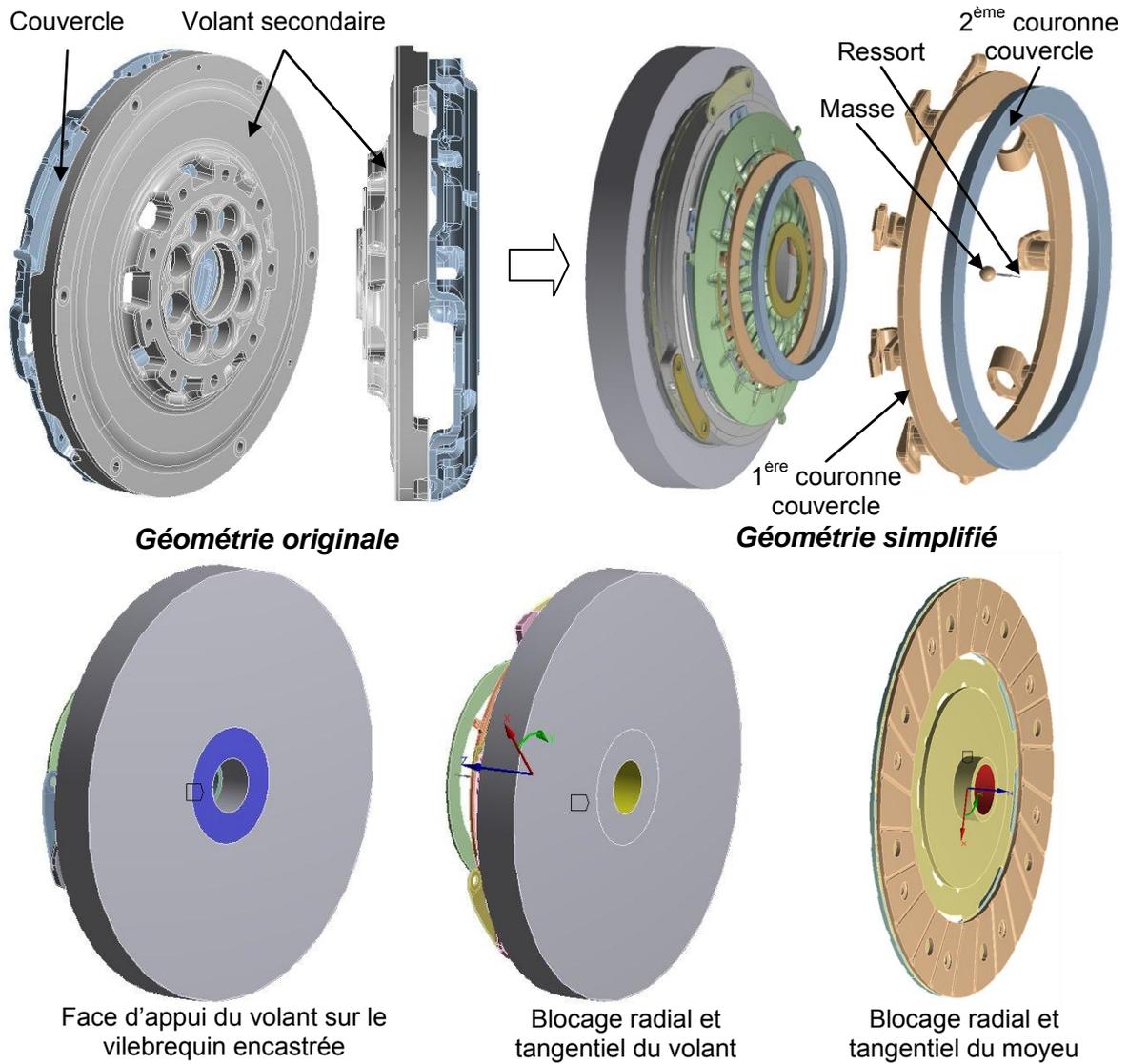
**Tableau 2-11 : Valeurs corrigées de la géométrie du mécanisme d'embrayage**

Les résultats numériques de la géométrie corrigée sont exposés dans la Figure 2-13. En considérant les mesures expérimentales, les simulations numériques de la géométrie corrigée respectent bien les limites de la zone de tolérance. De plus, l'aspect général des courbes expérimentales est bien reproduit par celles obtenues par simulation. Pour la courbe de charge à la butée, l'écart est infime jusqu'à l'instant où le plateau de pression commence à se libérer, à ce moment la différence grandit légèrement. Ceci est probablement dû à la précharge des languettes sous-estimée. La géométrie du mécanisme d'embrayage corrigée est retenue pour la suite du travail.

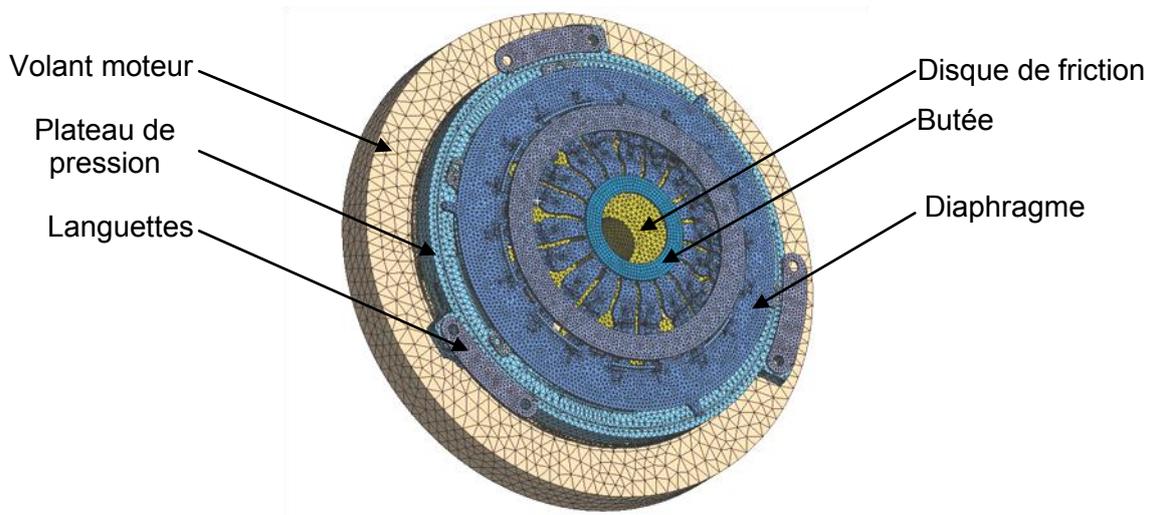
### 2.3.4. ANALYSE STATIQUE DE L'ASSEMBLAGE

Le modèle complet du système d'embrayage est composé du disque de friction, du mécanisme d'embrayage et du double volant moteur (DVA). La géométrie de ce dernier est modélisée sous forme d'un disque de forte épaisseur. Sa masse et son inertie correspondent à celles du DVA. En outre, la raideur axiale de celui-ci est mise en série avec celle du couvercle définie plus haut. Seule la raideur du volant secondaire est prise en compte dans le modèle. En effet, la raideur axiale du roulement du DVA et celle du volant primaire étant largement au dessus de toutes les raideurs du système, le couple constitué du volant primaire et du roulement est donc supposé comme étant infiniment rigide. D'un autre côté, la même procédure décrite antérieurement pour l'analyse statique est suivie à la lettre. L'approche consiste donc à mettre l'embrayage en sa position de montage, avant de démarrer la phase de débrayage. En rajoutant le disque de friction au mécanisme d'embrayage, il faut vérifier cette fois-ci deux paramètres à la fin de l'étape de montage: la distance « **D** » et l'écrasement du disque de progressivité qui doit être au maximum. Par ailleurs, les paramètres de contact et du maillage sont exactement similaires à ceux définis pour le disque de friction et le mécanisme séparément. De même pour les conditions aux limites et de chargement, à l'exception de celles apposées au DVA. En effet, un blocage radial et tangentiel est appliqué au niveau du logement du DVA dans le vilebrequin. De plus, un support fixe est imposé sur la face d'assemblage entre le vilebrequin et le volant primaire, voir Figure 2-14.

Finalement, le modèle complet de l'embrayage compte 34 pièces, 38 paires de contact définies entre celles-ci, et approximativement 382000 éléments volumiques correspondant à 723000 nœuds, voir Figure 2-15 et Annexe A.



**Figure 2-14 : Simplification et conditions aux limites du volant moteur et disque de friction**



**Figure 2-15 : Modèle EF d'embrayage complet**

La Figure 2-16 et la Figure 2-17 illustrent les résultats de simulations et de mesures en termes de charge à la butée, déplacement du plateau de pression et champ de pression au contact entre la garniture et le plateau de pression. La pression au contact est évaluée expérimentalement à partir d'un papier pression. Les courbes obtenues dans la Figure 2-16 sont l'association des caractéristiques non-linéaires du disque de friction et celles du mécanisme d'embrayage ainsi que la raideur du volant secondaire. Nous pouvons y remarquer que les résultats numériques et expérimentaux sont quasi-similaires.

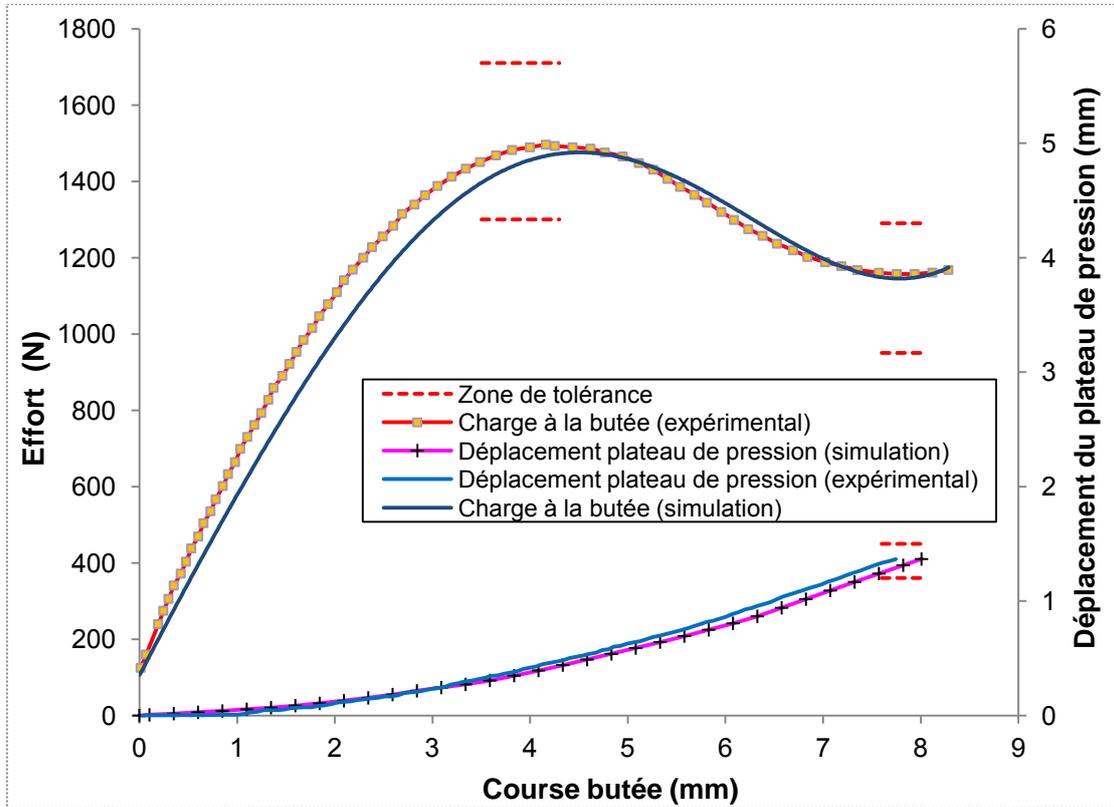


Figure 2-16 : Courbes de charge à la butée et déplacement du plateau de pression (comparaison entre calculs et mesures)

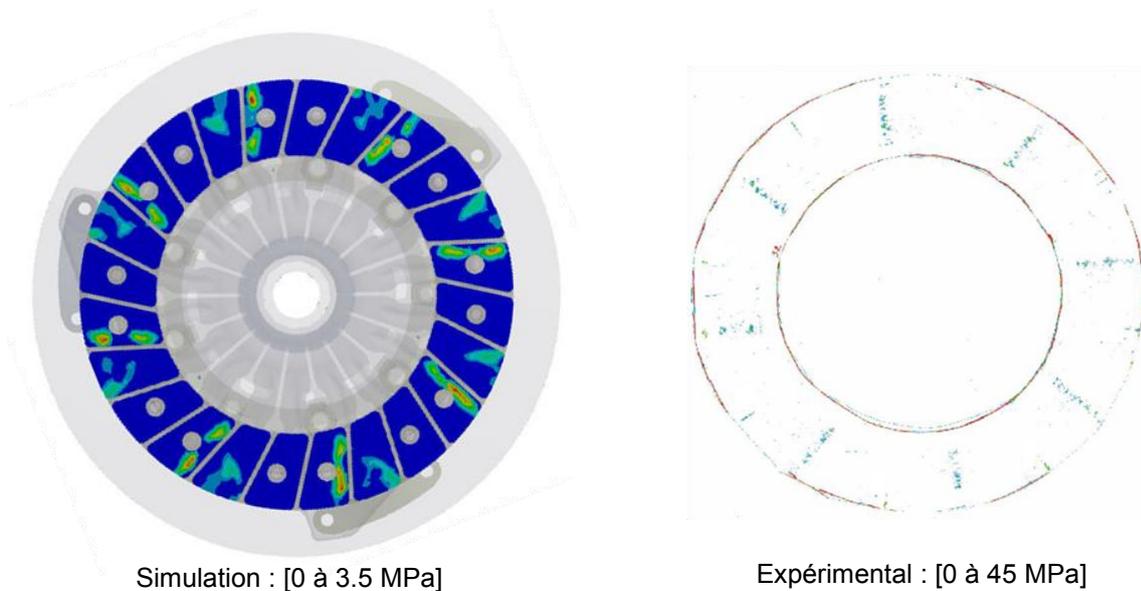
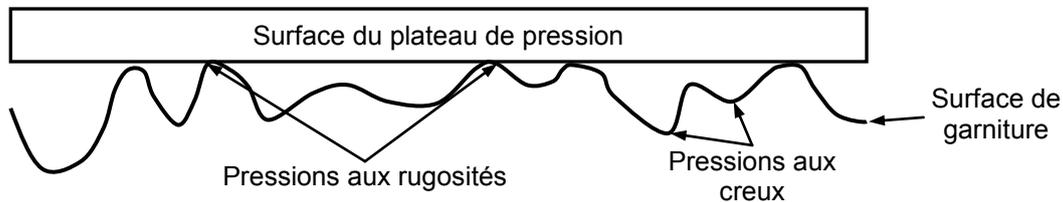


Figure 2-17 : Champ de pression au contact plateau de pression/garniture

De surcroît, une bonne corrélation est observée en termes de localisation des pressions au contact. Cette répartition s'accroît principalement au niveau des plis de la progressivité. Cependant, les valeurs associées ne sont pas complètement cohérentes. Ceci peut s'expliquer par les irrégularités de surface de la garniture, contrairement à l'état de surface de celle du modèle qui constitue une surface parfaitement plane. De ce fait, sur une garniture réelle, des pressions élevées et ponctuelles sont observées au niveau des rugosités. Tandis que dans les creux, les pressions sont faibles voire nulles, voir Figure 2-18.



**Figure 2-18 : Etat de surface au contact garniture/plateau de pression**

Le comportement axial statique de l'embrayage a pu être validé, grâce à la modélisation de ce système avec la nécessité d'ajuster certaines données géométriques, notamment celles des pièces à géométrie complexe et subissant de grandes déformations : diaphragme et disque de progressivité. Les ajustements s'expliquent par l'écart constaté entre les dimensions théoriques et réelles des pièces associé au procédé de fabrication. Cette analyse a également mis en avant les paramètres les plus influents sur le comportement statique axial de l'embrayage, citons la hauteur et l'épaisseur du disque de progressivité, la raideur de contact garniture/plateau de pression, ainsi que la distance entre les cordons couvercle/plateau de pression, l'épaisseur et l'angle du diaphragme.

## 2.4. ANALYSE MODALE DU SYSTEME D'EMBRAYAGE

Dans l'intention de procéder à la validation du comportement dynamique axial de l'embrayage, le modèle du système d'embrayage validé en statique est repris, avec les mêmes paramètres : propriétés des matériaux, contacts, maillage et conditions aux limites. Pour déterminer les fréquences propres et les déformées modales associées, une analyse modale précontrainte est effectuée en s'appuyant sur l'analyse statique non-linéaire décrite ci-dessus. Le calcul des modes propres du système est réalisé autour du dernier point d'équilibre de l'étape statique par la méthode de perturbation linéaire. En d'autres termes, le calcul statique doit se limiter à une position de butée donnée afin de déterminer les caractéristiques dynamiques de l'embrayage.

Pour ce faire, la méthode des perturbations linéaires identifie la matrice de raideur tangente globale  $[K_i^T]$  à un point d'équilibre donné, afin d'inclure l'effet précontraint. Cette matrice est cruciale pour résoudre les problématiques non-linéaires. Elle s'écrit comme suit :

$$[K_i^T] = [K_i^M] + [K_i^{SS}] + [K_i^{LD}] + [K_i^C] + [K_i^{SP}] \quad (2.1)$$

Tel que :

$[K_i^M]$  = La matrice de rigidité associée à la contribution des propriétés des matériaux.

$[K_i^{SS}]$  = La matrice de rigidité associée aux contraintes initiales (*stress-stiffening*), est obtenue à partir d'une analyse statique non-linéaire. L'effet précontraint est inclus dans cette matrice.

$[K_i^{LD}]$  = La matrice de rigidité associée aux charges externes introduites par des efforts ou pressions.

$[K_i^C]$  = La matrice de rigidité globale associée à la contribution des contacts.

$[K_i^{SP}]$  = La matrice de rigidité associée à l'effet centrifuge des rotations (*spin-softening*).

Le solveur résout par la suite le problème aux valeurs propres qui s'exprime dans ce cas par :

- Analyse modale non-amortie

$$[K_i^T]\{\phi_j\} = \lambda_j[M]\{\phi_j\} \quad (2.2)$$

Tel que  $\{\phi_j\}$ ,  $\lambda_j$  et  $[M]$  représentent respectivement les vecteurs propres, les valeurs propres et la matrice de masse de la structure.

- Analyse modale amortie

$$[K_i^T]\{\phi_i\} + \lambda_i[C]\{\phi_i\} = -\lambda_i^2[M]\{\phi_i\} \quad (2.3)$$

Tel que  $[C]$  représente la matrice d'amortissement de la structure.

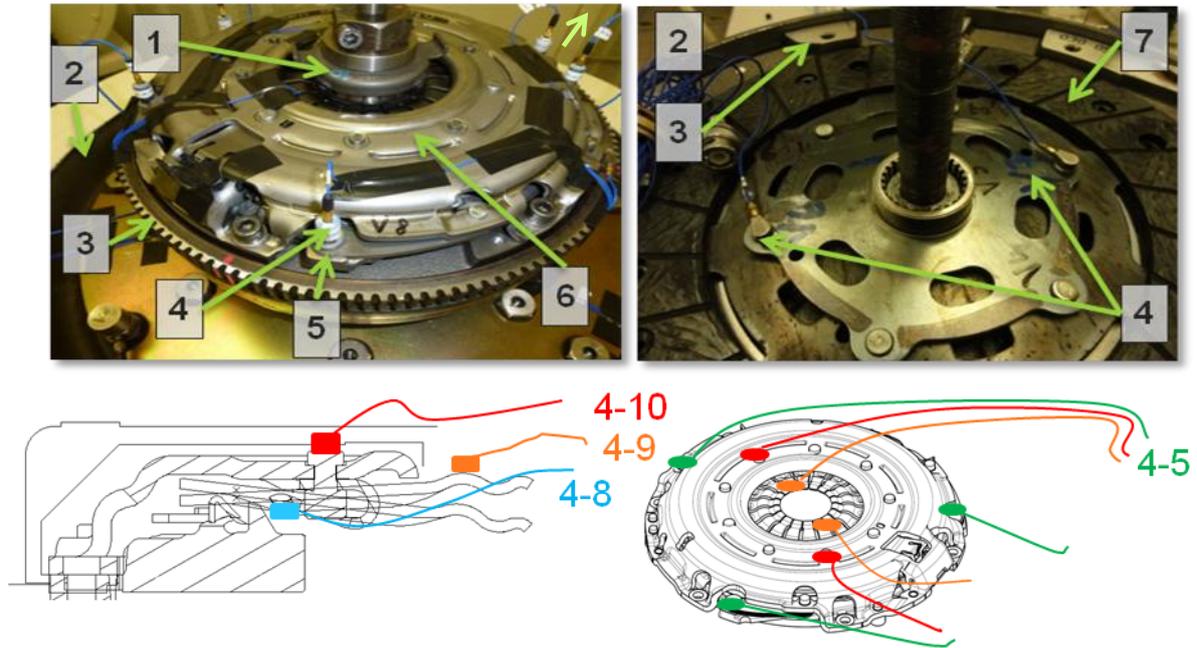
Le modèle est considéré comme efficace une fois les déformées modales, les fréquences propres et les niveaux vibratoires sont proches des valeurs expérimentales. Par conséquent, les modes de l'embrayage seront comparés aux résultats d'essai pour chaque position de butée.

### 2.4.1. INSTRUMENTATION SUR POT VIBRANT

L'embrayage ne peut pas être excité par un marteau de choc, en raison de sa géométrie complexe et son confinement [91]. Le pot vibrant est communément utilisé pour tester la réponse dynamique d'un système dans une gamme de fréquence donnée. Pour identifier les modes de vibration de l'embrayage, une analyse harmonique a été effectuée sur un pot vibrant électromagnétique. Ce dernier est attaché au double volant amortisseur via un faux nez de vilebrequin, pour une meilleure représentation des conditions aux limites réelles. L'excitation est fournie par le pot vibrant le long de l'axe de rotation de l'embrayage. Du côté du disque de friction, son moyeu est traversé sans contact par une tige qui supporte la butée. Pour tenir compte de l'évolution des modes en fonction de la course de la butée, un faux roulement est mis en place pour permettre de régler la position de la butée. Les accéléromètres sont ensuite attachés à différents composants de l'embrayage pour mesurer leurs réponses vibratoires de la manière suivante:

- 3 placés à 120° sur les oreilles du plateau de pression
- 2 montés à 180° sur le moyeu du disque de friction
- 2 disposés à 180° sur les crochets élastiques
- 2 installés à 180° sur les doigts du diaphragme
- 2 disposés à 180° sur les cordons du couvercle
- 1 sur la table du pot vibrant
- 2 sur le volant primaire
- 2 sur le volant secondaire

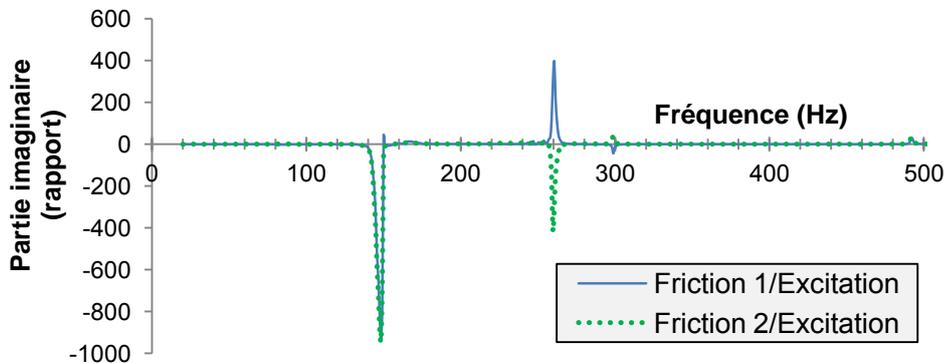
L'instrumentation sur le pot vibrant est illustrée dans la Figure 2-19.



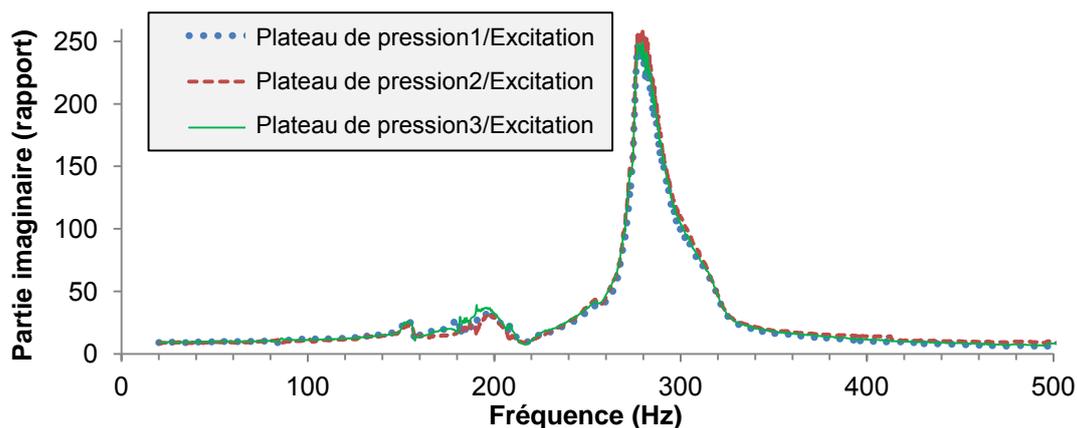
1. Butée ; 2. Pot vibrant ; 3. DVA ; 4. Accéléromètres ; 5. Plateau de pression ; 6. Couvercle  
7. Disque de friction ; 8. Crochet ; 9. Doigt du diaphragme ; 10. Rivet

**Figure 2-19 : Montage de l'embrayage sur pot vibrant et emplacement des accéléromètres**

L'expérience consiste à varier graduellement la position de la butée d'une configuration débrayée à une autre embrayée. Ceci correspond à modifier la course de la butée d'une position de 8 à 0 mm, d'un pas d'un 1 mm. Pour chaque position de butée, un balayage sinusoïdal est injecté pour exciter axialement l'embrayage, sur une plage fréquentielle allant de 1 à 700 Hz. Le pot vibrant est piloté en accélération ; le niveau d'excitation est fixé à  $5m/s^2$ . Les déformées modales, fréquences propres et amortissements modaux sont obtenus finalement grâce à un logiciel de post-traitement. Les figures suivantes montrent un exemple de la partie imaginaire des fonctions de transfert en accélération entre le disque de friction, le plateau de pression et l'excitation. La déformée modale de chaque composant peut être identifiée en comparant les valeurs des parties imaginaires des signaux. Lorsque les valeurs de la partie imaginaire sont analogues, le mode vibration en question a une déformée modale en pompage, voir Figure 2-20 et Figure 2-21. D'autre part, lorsque les fonctions de transfert ont des valeurs de partie imaginaire opposées, il s'agit d'un mode de flexion ou de basculement [93], voir Figure 2-20. Ceci est vrai pour des déformées modales simples, à titre d'exemple des modes à un diamètre ou cercle nodal.



**Figure 2-20 : Parties imaginaires de la fonction de transfert entre le disque de friction et l'excitation du pot vibrant**



**Figure 2-21 : Parties imaginaires de la fonction de transfert entre le plateau de pression et l'excitation du pot vibrant**

Comme le système d'embrayage présente une différence de masse au niveau du plateau de pression entre les deux problématiques NVH étudiées: 0.8 kg de moins pour l'application du crissement, il a fallu valider chaque modèle d'embrayage indépendamment et uniquement en dynamique. Notons que la démarche de validation est identique dans les deux cas.

## 2.4.2. VALIDATION MODALE DE L'EMBRAYAGE DANS LA CONFIGURATION DU GRAILLONNEMENT AU DECOLLAGE

### 2.4.2.1. ETUDE NON-AMORTIE DU SYSTEME

La gamme de fréquence des deux phénomènes NVH étudiés dans le cadre de cette thèse, est située entre 1 et 600 Hz. Pour cette raison, il a été décidé que le modèle doit représenter correctement le comportement dynamique de l'embrayage jusqu'à 700 Hz. Les premiers modes apparents dans cette plage de fréquence sont présentés dans la Figure 2-22. L'exemple illustré est situé à une position de butée de 4 mm. Les résultats sont normés par rapport à la matrice de masse. Par conséquent, seules les déformées modales ont un sens, les amplitudes quant à elles n'ont aucune signification physique. Selon la figure ci-après, les résultats de simulation démontrent que le disque de friction a un mode de pompage et un mode de flexion, tandis que le mécanisme d'embrayage possède un mode de pompage et un mode de basculement. Nous pouvons observer aussi que le premier mode révèle un déplacement important au niveau du moyeu du disque de friction, contrairement à la garniture qui connaît un déplacement plus faible en raison des conditions de contact à cet endroit. Le second mode implique essentiellement une flexion du moyeu du disque de friction, suivant l'axe de rotation de l'embrayage. Les troisième et quatrième modes entraînent principalement le plateau de pression. Retenons que les modes 2 et 4 sont des modes doubles, en raison de l'axisymétrie de l'embrayage.

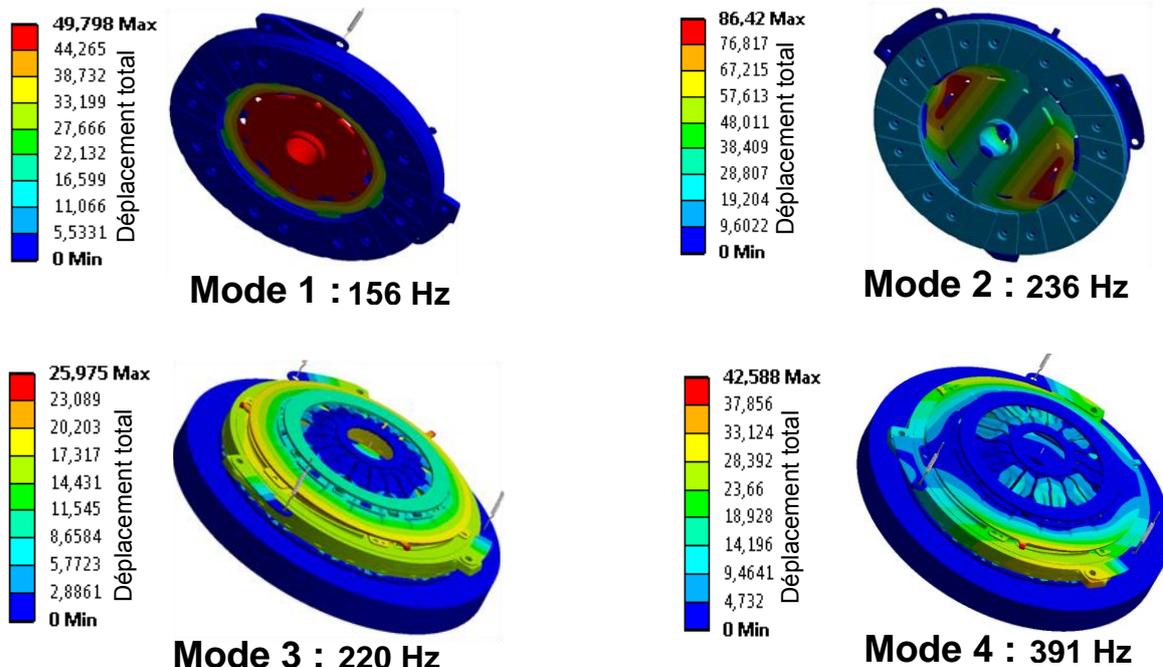


Figure 2-22 : Déformées modales de l'embrayage à 4mm de course butée

Les courbes d'évolution des fréquences propres en fonction de la position de la butée, allant de 0 à 8 mm sont exposées dans la Figure 2-23. Le graphique met en évidence l'évolution non-linéaire des fréquences naturelles des quatre premiers modes de l'embrayage. Ceci est dû au changement des conditions aux limites de l'embrayage, qui modifie à son tour la raideur apparente axiale de la structure. Comme cela est présenté dans le Tableau 2-12, une bonne corrélation est obtenue entre les résultats numériques et expérimentaux. L'écart maximal atteint est de l'ordre de 10%, enregistré pour le mode 1 à 4 mm de course butée. La zone critique d'occurrence des phénomènes vibro-acoustiques est localisée entre 3 et 6 mm de course butée. Dans cette plage, les modes de flexion du disque de friction et de pompage du plateau de pression coïncident. Ceci est probablement dû à la condition aux limites au niveau du moyeu du disque de friction, qui ne reflète pas la même configuration sur véhicule. En effet, le moyeu du disque de friction est lié en réalité par cannelures à l'arbre primaire de la boîte de vitesses. De ce fait, la fréquence naturelle du mode 2 de l'embrayage sera certainement conditionnée par cette liaison.

		Position de la butée (mm)								
		0	1	2	3	4	5	6	7	8
Ecart	Mode 1	0,5%	0,65%	4,03%	7,59%	10,48%	9,23%	9,62%	6,94%	2,82%
	Mode 2	5,84%	5,15%	0,77%	2,49%	2,16%	8,06%	5,05%	3,21%	2,56%
	Mode 3	0,69%	1,75%	2,28%	0,10%	4,35%	2,76%	3,61%	1,75%	1,83%
	Mode 4	4,05%	4,85%	8,91%	5,81%	5,39%	7,65%	7,44%	3,90%	2,99%

Tableau 2-12 : Ecart entre les fréquences numériques et expérimentales de l'embrayage

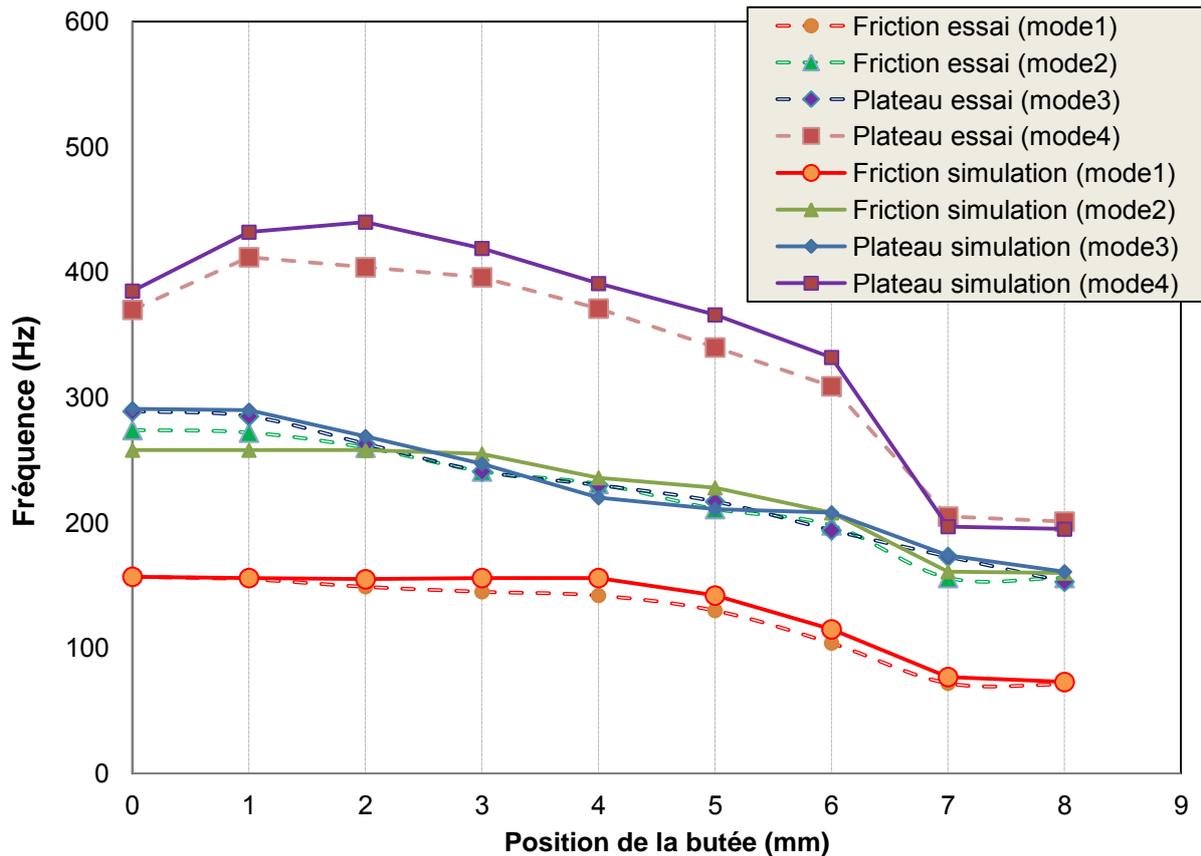


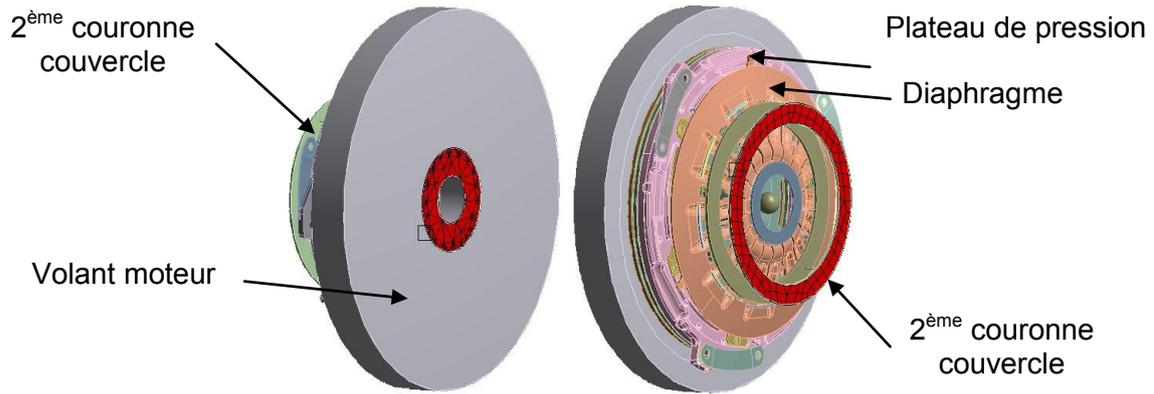
Figure 2-23 : Evolution des fréquences propres de l'embrayage (comparaison entre simulations et mesures)

#### 2.4.2.2. ETUDE AMORTIE DU SYSTEME

Le but de cette partie est de vérifier la bonne prise en compte de l'amortissement dans le modèle. A cette fin, une analyse harmonique basée sur la méthode du mouvement forcé « *enforced motion method* » est adoptée pour simuler physiquement le test sur pot vibrant. L'analyse modale amortie a été mise de côté, car elle renseigne uniquement sur l'amortissement modal et ne permet pas d'avoir le niveau vibratoire des composants de l'assemblage.

La méthode du mouvement forcé repose sur la technique de superposition modale. Elle permet d'appliquer une base d'excitation en déplacement ou accélération. L'excitation peut donc être constante ou dépendante de la fréquence. Cette méthode permet aussi de surmonter les inconvénients des techniques de la masse additionnelle et de l'accélération d'ensemble, car elle tient compte de la différence de phase et du mouvement relatif [93]. La théorie de cette méthode est donnée en Annexe B.

Pour ce faire, les mêmes paramètres du modèle complet de l'embrayage sont repris dans ce calcul. Toutefois, une excitation constante d'amplitude de  $5\text{m/s}^2$  est imposée sur deux surfaces du modèle, suivant la direction axiale. La première est localisée sur la surface d'assemblage entre le volant primaire et le vilebrequin. La seconde est située au niveau de la seconde couronne du couvercle, qui représente le contact entre le volant secondaire et le roulement du DVA, voir la Figure 2-24.



**Accélération sinusoïdale axiale de 5m/s<sup>2</sup>**

**Figure 2-24 : Conditions aux limites du modèle pour simuler l'essai sur pot vibrant**

Dans un modèle EF négligeant l'effet gyroscopique ou de Coriolis, la matrice d'amortissement de la structure peut être décomposée comme suit :

$$[C] = \xi + \alpha[M] + \beta[K] + \sum_{i=1}^{N_{ma}} \xi_i^m + \sum_{j=1}^{N_{mb}} \alpha_j^m [M_j] + \sum_{k=1}^{N_{mc}} \beta_k^m [K_k] + \sum_{l=1}^{N_e} [C_l] \quad (2.4)$$

Avec :

$\xi$  : Taux d'amortissement global

$\alpha$  : Coefficient de proportionnalité global de la matrice de masse

$[M]$  : Matrice de masse

$\beta$  : Coefficient de proportionnalité global de la matrice de raideur

$[K]$  : Matrice de raideur

$\xi_i^m$  : Taux d'amortissement pour un matériau  $i$

$N_{ma}$  : Nombre de matériaux avec  $\xi_i^m$  comme donnée d'entrée

$\alpha_j^m$  : Coefficient de proportionnalité de la matrice de masse pour le matériau  $j$

$[M_j]$  : Portion de la matrice de masse liée au matériau  $j$

$N_{mb}$  : Nombre de matériaux avec  $\alpha_j^m$  comme donnée d'entrée

$\beta_k^m$  : Coefficient de proportionnalité de la matrice de raideur pour le matériau  $k$

$[K_k]$  : Portion de la matrice de raideur liée au matériau  $k$

$N_{mc}$  : Nombre de matériaux avec  $\beta_k^m$  comme donnée d'entrée

$[C_l]$  : Matrice d'amortissement visqueux

$N_e$  : Nombre d'éléments avec un amortissement visqueux

Pour intégrer l'amortissement dans le modèle de l'embrayage, les amortissements modaux identifiés à partir de l'essai au marteau d'impact seront utilisés pour les composants d'embrayage, voir Tableau 2-13. Pour une pièce donnée de l'embrayage, il s'avère que le taux d'amortissement  $\xi_i^m$  ne varie pas beaucoup d'un mode à l'autre. De ce fait, un taux d'amortissement constant  $\xi_i^m$  est intégré dans chaque matériau du modèle de façon homogène. Celui-ci ne reproduit pas exactement l'amortissement d'un matériau au bon sens du terme, pourtant il représente l'une des meilleures approximations qui existent, au moins dans le voisinage d'une gamme de fréquences limitée [94]. De plus, un amortissement global et proportionnel à la loi de Rayleigh est ajouté dans le modèle. Celui-ci vient compenser l'amortissement dû à la dissipation d'énergie par frottement lors des micro-glissements produits au niveau des surfaces de contact entre les différents composants. Il s'écrit suivant combinaison linéaire des matrices de masse  $[M]$  et de raideur  $[K]$  :

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.5)$$

Les valeurs des coefficients  $\alpha$  et  $\beta$  ne sont généralement pas connus directement. Ils sont calculés à partir du taux d'amortissement pour un mode  $p$  ( $p = 1, 2, \dots, n; n \in \mathbb{N}$ ) de fréquence propre  $f_p$ .

$$\xi_p = \frac{\alpha_p}{4\pi f_p} + \beta_p \pi f_p \quad (2.6)$$

Les effets du coefficient  $\alpha_p$  sont significatifs sur l'amortissement modal pour les modes à basse fréquence, tandis que le coefficient  $\beta_p$  y contribue en hautes fréquences. Il faut également savoir que l'amortissement du couvercle et du volant secondaire, a été incorporé dans le modèle par l'intermédiaire d'un amortissement visqueux  $C_l$ .

La matrice d'amortissement introduite dans le modèle s'exprime donc par la formule suivante:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] + \sum_{i=1}^{N_{ma}} \xi_i^m + \sum_{l=1}^{N_e} [C_l] \quad (2.7)$$

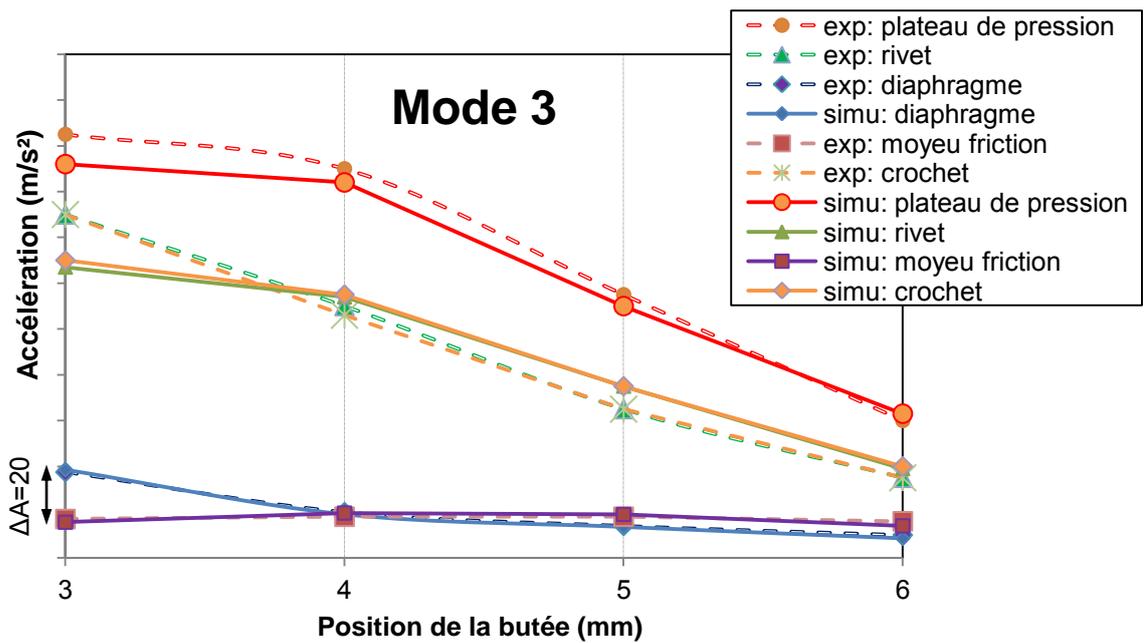
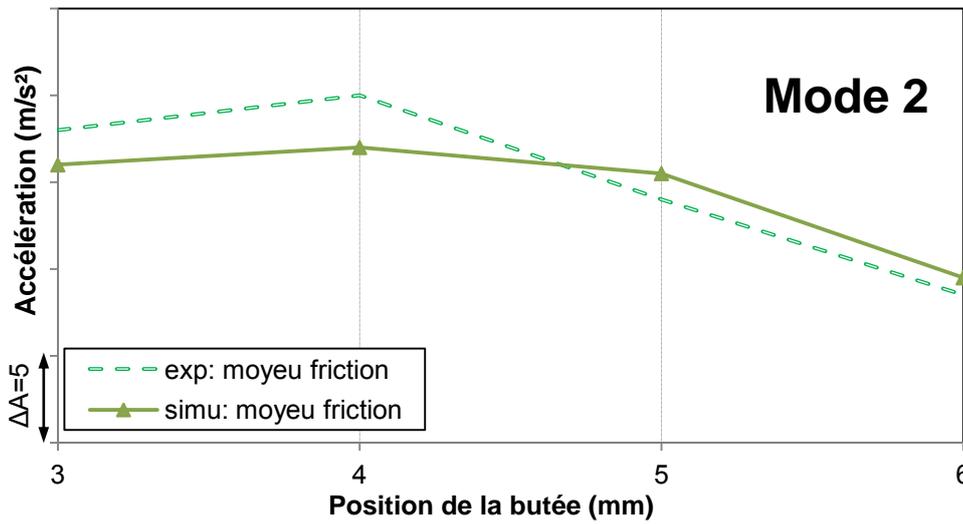
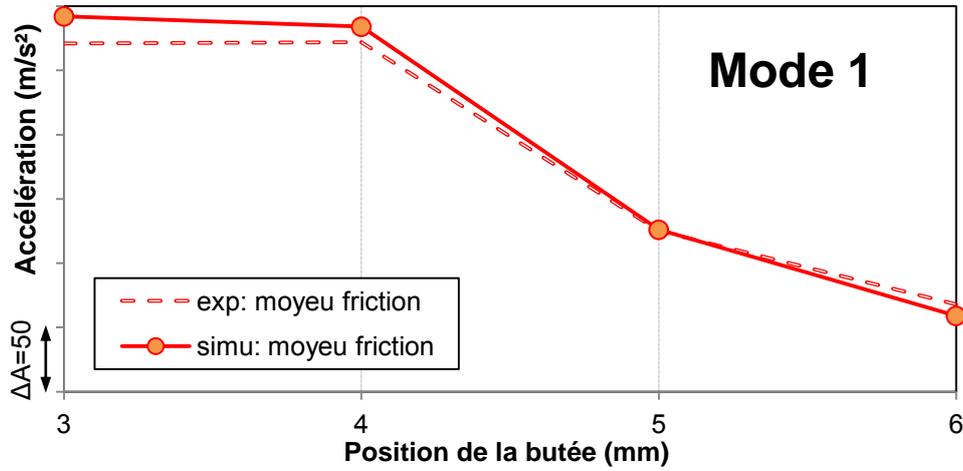
Pour recalibrer parfaitement le modèle sur les mesures vibratoires du pot vibrant, nous décidons d'agir sur le taux d'amortissement du matériau  $\xi_i^m$  et les deux coefficients de Rayleigh  $\alpha$  et  $\beta$ . Pour le premier, il sera modifié dans la limite du raisonnable, c'est-à-dire que le taux d'amortissement  $\xi_i^m$  ne va pas sortir de l'intervalle des valeurs identifiées expérimentalement, afin d'introduire des valeurs physiques (cf. Tableau 2-3). Les valeurs de  $\xi_i^m$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $C_l$  introduites dans le modèle sont transcrites dans le Tableau 2-13. Pour cela, quatre positions de butée ont été sélectionnées : 3, 4, 5 et 6 mm, formant ainsi une zone assez large où les deux phénomènes vibro-acoustiques ont été perçus. La réponse de la structure est calculée à différentes fréquences pour obtenir un graphe de réponse en accélération en fonction de la fréquence. Retenons que la plage de fréquence modale est 1.5 fois plus large que la plage de fréquence harmonique. Ceci a pour but d'éviter les contributions manquantes des modes dans l'analyse harmonique par superposition modale.

		Position de butée (mm)			
		3	4	5	6
$\xi_i^m$	Plateau de pression	$8 \cdot 10^{-4}$	$10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-4}$	$8 \cdot 10^{-4}$
	Volant moteur	$10^{-3}$	$10^{-3}$	$10^{-3}$	$10^{-3}$
	Garniture	$1,5 \cdot 10^{-2}$	$1,4 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$
	Disque de progressivité	$3 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$
	Autres (diaphragme, languettes, butée, etc.)	$4 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$
	Crochets d'articulation	$4 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-3}$
$C_l$ couvercle+volant secondaire (N.s/m)		176,8	176,8	176,8	176,8
$\alpha$		5	13.5	7	6
$\beta$		$1,5 \cdot 10^{-7}$	$10^{-7}$	$10^{-7}$	$1,4 \cdot 10^{-5}$

**Tableau 2-13 : Les valeurs des coefficients  $\xi_i^m$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $C_l$  intégrées dans le modèle**

Il apparaît que le coefficient de Rayleigh  $\beta$  grandit tant que la position de la butée tend vers une situation débrayée. Par contre, le coefficient  $\alpha$  varie de façon aléatoire. Ceci traduit un comportement non-linéaire de l'amortissement de l'embrayage en fonction de la position de la butée. Les résultats numériques confrontés aux mesures expérimentales sont présentés dans le Tableau 2-14 et la Figure 2-25. Il est à noter que les niveaux vibratoires en

accélération exposés sur celle-ci correspondent à la moyenne des réponses des capteurs sur la même pièce.



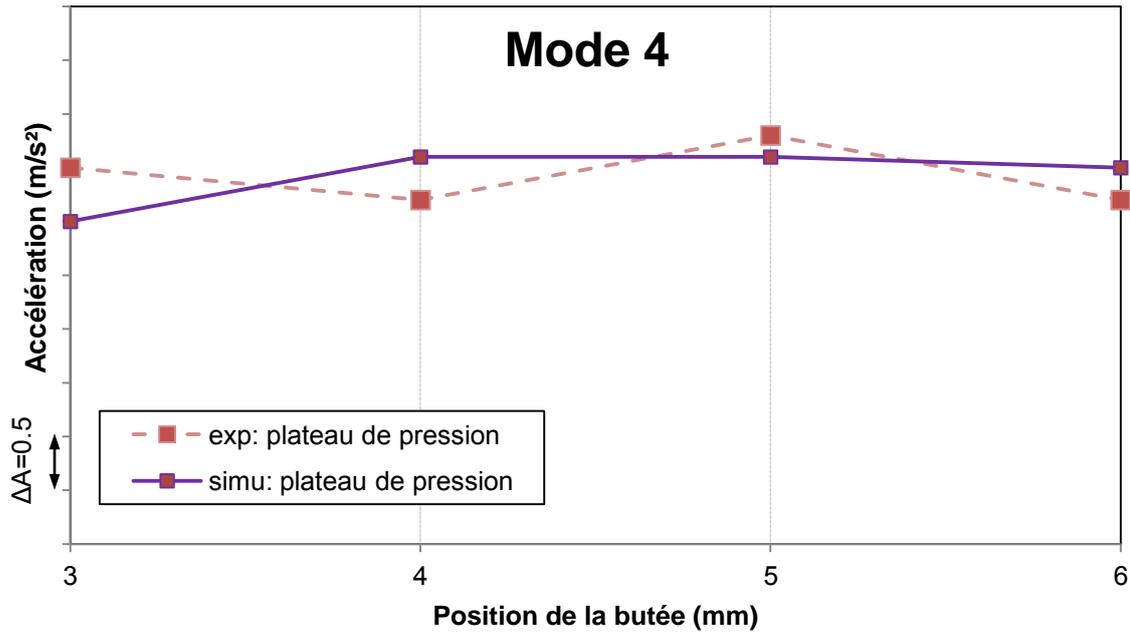


Figure 2-25 : Evolution des accélérations des composants de l'embrayage ; comparaison simulation (simu) et mesures (exp)

		Position de butée (mm)			
		3	4	5	6
Ecart	Mode1: moyeu friction	8%	4%	1%	13%
	Mode2: moyeu friction	11%	15%	11%	12%
	Mode3: plateau de pression	7%	4%	4%	5%
	Mode3: rivet	15%	4%	15%	11%
	Mode3: diaphragme	3%	5%	4%	15%
	Mode3: moyeu friction	8%	9%	6%	13%
	Mode3: crochet	13%	8%	15%	14%
	Mode4: plateau de pression	14%	13%	5%	9%

Tableau 2-14 : Ecart entre les accélérations numériques et expérimentales des modes de l'embrayage

La corrélation entre les niveaux vibratoires numériques et expérimentaux a été extrêmement difficile. Cette complexité s'explique par le fait qu'il fallait correspondre au mieux les réponses vibratoires pour différents composants et dans les quatre modes de l'embrayage. De plus, tel que l'illustrent les courbes de la Figure 2-25, l'évolution des réponses vibratoires en fonction de la position de la butée est non-linéaire. Cette non-linéarité dépend à la fois du mode de vibration et du composant. De ce fait, il a fallu trouver un compromis entre les trois paramètres ( $\xi_i^m$ ,  $\alpha$  et  $\beta$ ).

Compte tenu de cette comparaison, l'écart maximal constaté est de 15 %. Les niveaux de corrélation s'avèrent donc satisfaisants. Ainsi, l'amortissement est bien pris en compte par le modèle. Les valeurs identifiées de  $\xi_i^m$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $C_l$  introduites dans le modèle, sont maintenues pour la suite du travail.

### 2.4.3. VALIDATION MODALE DE L'EMBRAYAGE DANS LA CONFIGURATION DU CRISSEMENT D'EMBRAYAGE

Le système d'embrayage sur lequel le crissement d'embrayage est perçu a été également testé sur pot vibrant. Les caractéristiques dynamiques du modèle correspondant, ont été validées par la méthode du mouvement forcé, suivant la même démarche exposée dans les sections précédentes. Les résultats numériques confrontés aux mesures sur pot vibrant sont donnés dans l'annexe C.

## 2.5. CONCLUSION DU CHAPITRE 2

Ce chapitre a été consacré au développement du modèle élément finis tridimensionnel de l'embrayage. Le modèle inclut la géométrie réelle des pièces. Premièrement, la stratégie de modélisation suivie a été décrite. Ensuite, une analyse modale a été réalisée afin d'identifier les caractéristiques dynamiques de chaque composant séparément. Puis, une analyse statique a été effectuée sur le disque de friction, le mécanisme d'embrayage et l'assemblage, dans le but de reproduire leur comportement axial non-linéaire. Une analyse modale précontrainte a été menée par la suite pour déterminer les modes de vibration de l'embrayage en entier. Les déformées modales ont été mises en évidence ainsi que leurs fréquences naturelles associées, qui évoluent de façon non-linéaire. Finalement, une analyse harmonique précontrainte par la méthode de superposition modale, a été conduite en vue d'intégrer les caractéristiques appropriées d'amortissement de vibrations dans le modèle. Aux fins de validation du modèle en statique et dynamique dans les deux cas d'étude : crissement et grailonnement au décollage, les résultats de simulation ont été comparés aux mesures expérimentales, grâce aux tests sur bancs d'essai, marteau de choc et pot vibrant.

Il résulte de ce chapitre les conclusions suivantes :

- L'hypothèse d'un comportement isotrope de la garniture est insuffisante, pour reproduire correctement le comportement dynamique de ce composant et celui du disque de friction. Pour cela, la garniture doit être considérée comme un matériau élastique linéaire orthotrope.
- Il a été démontré que la géométrie théorique de l'embrayage permet d'obtenir la même allure non-linéaire de la raideur apparente que celle observée expérimentalement, par contre les ordres de grandeur sont différents. La prédiction exacte du comportement statique et dynamique axiale de l'embrayage, doit absolument passer par une modification de certaines données géométriques de quelques pièces de l'embrayage, spécialement les composants à géométrie complexe et subissant de grandes déformations.
- La simplification de la géométrie du couvercle, volant moteur, butée et moyeu du disque de friction est confirmée, puisque le comportement statique et dynamique est bien reproduit.

Cette étude fournit donc un modèle éléments finis validé. Le comportement axial d'embrayage en statique et dynamique est suffisamment reproduit. Ce modèle sera utilisé dans l'étude des phénomènes vibro-acoustiques induits par les vibrations axiales d'embrayage.

## CHAPITRE 3: ÉTUDE DES INSTABILITES VIBRATOIRES INDUITES PAR LE FROTTEMENT (CAS DU CRISSEMENT)

Dans ce chapitre, le modèle EF de l'embrayage validé précédemment sera employé pour l'étude du crissement d'embrayage perçu sur véhicule. Comme nous l'avons mentionné dans le premier chapitre, une analyse de stabilité sera menée pour l'étude de cette problématique. Dans un premier temps, une caractérisation dynamique de l'ensemble composé de l'arbre primaire de la boîte de vitesses et du disque de friction sera effectuée, afin de représenter fidèlement l'environnement du moyeu du disque de friction. Une analyse modale complexe non-amortie sera réalisée par la suite pour évaluer la stabilité de l'embrayage en situation de glissement stationnaire. Les modes instables susceptibles de générer le crissement seront déterminés et analysés. Puis, nous examinerons l'effet de certains paramètres clés tel que le coefficient de frottement et la pression de contact. Ensuite, une analyse modale complexe sera menée dans le cas amorti afin d'analyser l'impact de l'amortissement sur la stabilité du système. Enfin, une solution technologique sera proposée pour supprimer le crissement d'embrayage.

### 3.1. ANALYSE MODALE DE L'ARBRE PRIMAIRE DE BOITE ET DU DISQUE DE FRICTION

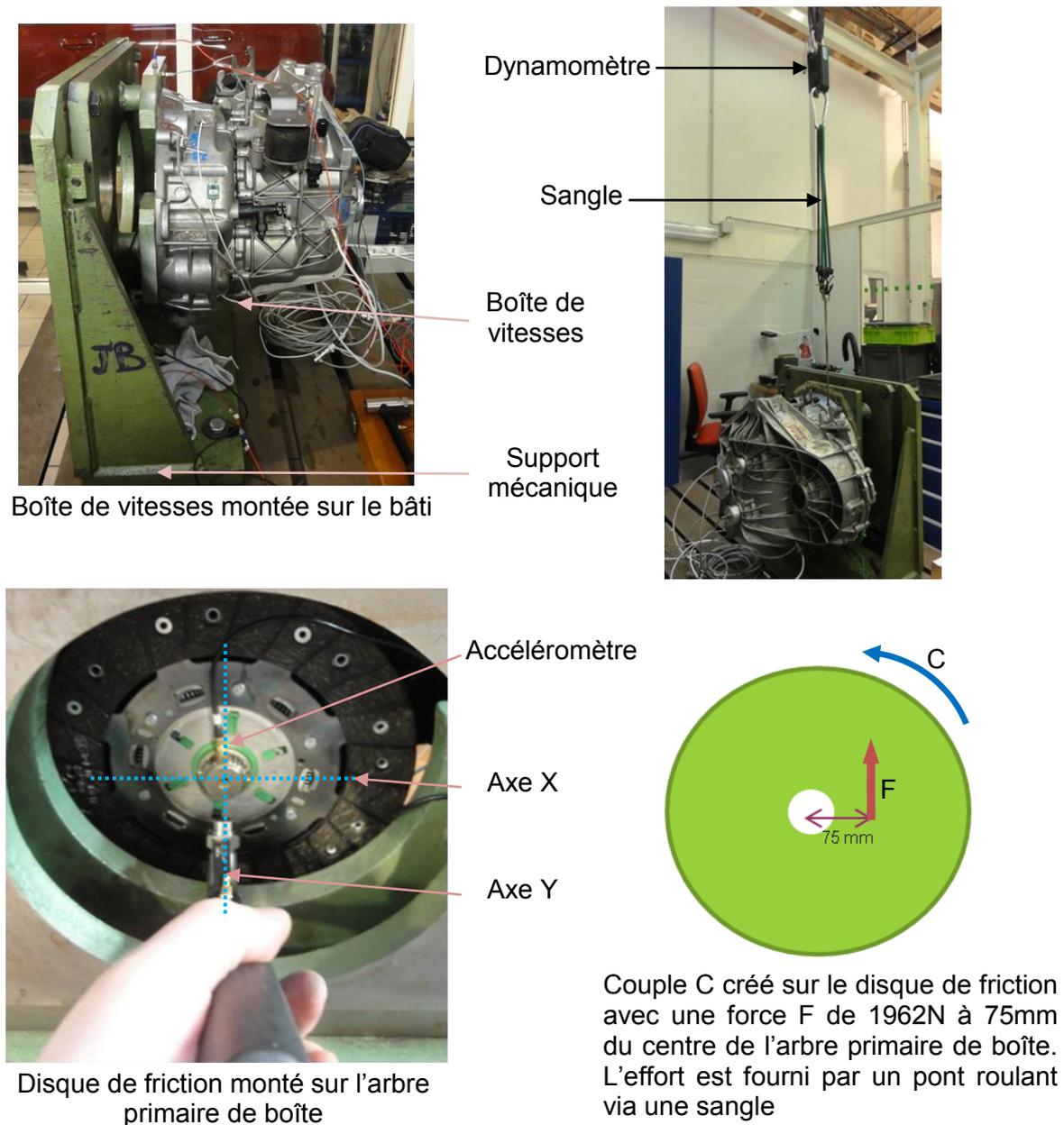
Le moyeu du disque de friction est lié à l'arbre d'entrée de la boîte de vitesses par l'intermédiaire des cannelures qui font office de liaison glissière. Afin de reproduire les bonnes conditions aux limites au niveau de ce moyeu, l'ensemble constitué de la boîte de vitesses et du disque de friction a été caractérisé par un essai au marteau de choc. Celui-ci a également pour but de valider le comportement dynamique de cet assemblage. Cette analyse est réalisée dans les conditions suivantes, voir Figure 3-1 :

- La boîte de vitesses est montée sur un bâti mécanique.
- Le rapport 1<sup>er</sup> est engagé et le différentiel est bloqué.
- Un accéléromètre est placé au bout de l'arbre d'entrée de la boîte de vitesses.
- Un couple résistant est appliqué au disque de friction, qui correspond au couple transmis pendant la phase de glissement d'embrayage. Ceci a également pour but de supprimer le jeu entre les dents d'engrenages de la boîte lors de l'essai.
- Les réponses en fréquence de l'arbre de boîte sont déterminées suivant les directions X et Y.

Les mesures révèlent deux modes de flexion positionnés à  $546 \pm 1$  Hz. Ils font participer l'arbre primaire de la boîte de vitesses et le disque de friction. De plus, cet essai indique des amortissements modaux estimés à 1.35 et 1.17%.

Pour simuler cet essai, la géométrie de l'arbre d'entrée de la boîte est connectée au moyeu du disque de friction par une liaison rigide. Ce choix s'explique par le fait que lors du glissement d'embrayage, le couple transmis vers la boîte empêche le moyeu du disque de friction de se déplacer axialement. Les roulements qui supportent l'arbre primaire de boîte sont modélisés par des raideurs longitudinales suivant les axes X et Y, voir Figure 3-2. Ces raideurs sont ajustées de façon à atteindre la fréquence propre du mode de flexion identifié

expérimentalement. Les valeurs estimées à 53345 et 16206 N/mm représentent respectivement les raideurs des liaisons par roulements O et P suivant une direction. D'un autre côté, il est à noter que le disque de friction validé dans le chapitre passé est récupéré pour cette simulation. De toute évidence, les amortissements définis dans les matériaux du disque de friction  $\xi_{DF}^m$  sont réintégrés. En outre, pour recalculer l'amortissement modal expérimental de l'assemblage, l'amortissement du matériau de l'arbre primaire de la boîte  $\xi_{BV}^m$  est ajusté. Une valeur de  $\xi_{BV}^m = 1.8\%$  a été ajoutée dans le modèle. Les résultats numériques de l'analyse modale amortie de cet ensemble, sont exposés dans la Figure 3-3. Nous constatons sur celle-ci une paire de modes doubles de flexion de l'assemblage en raison du caractère axisymétrique du système. Dans la suite du rapport, il sera nommé mode N°5. De plus, les résultats de simulation correspondent exactement aux valeurs mesurées. Partant de ce fait, il s'avère que le comportement dynamique de l'assemblage composé du disque de friction et de l'arbre primaire de boîte est bien reproduit.



**Figure 3-1 : Instrumentation sur banc d'essai pour la caractérisation dynamique du disque de friction monté sur la boîte de vitesses**

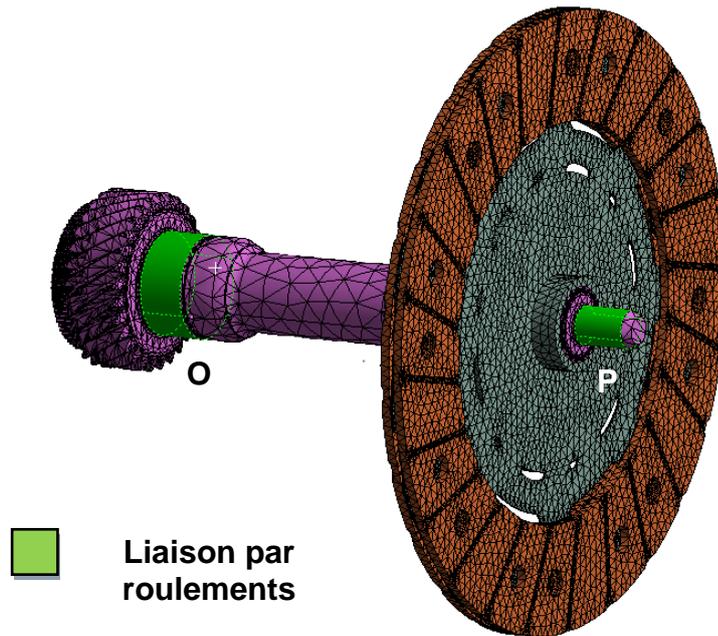


Figure 3-2 : Conditions aux limites de l'arbre primaire de la boîte de vitesses

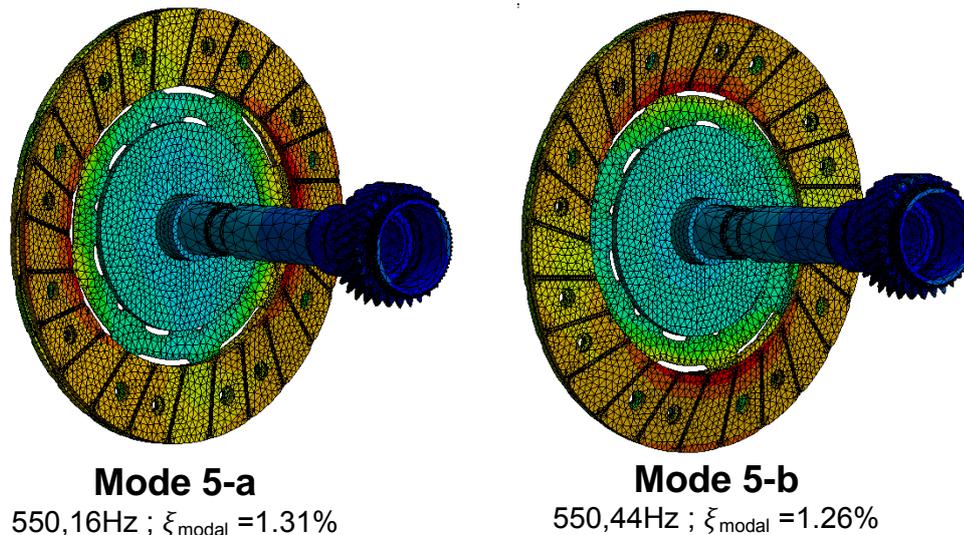


Figure 3-3 : Résultats numériques de l'analyse modale amortie

## 3.2. ETUDE DES INSTABILITES PAR FLOTTEMENT SANS AMORTISSEMENT

### 3.2.1. DEMARCHE DE SIMULATION

Les investigations sur l'instabilité de flottement sont fondées sur les résultats de l'analyse modale complexe. Pour rappel, cette méthode calcule les valeurs propres complexes du système en prenant en compte l'asymétrie de sa matrice de raideur. Ce type de calcul comprend 3 étapes essentielles illustrées dans la Figure 3-4. Dans un premier temps, une analyse statique non-linéaire est effectuée en deux étapes suivant la même configuration décrite plus haut. La première est dédiée à précontraindre le système afin d'établir les conditions de contact. Dans cette phase, un coefficient de frottement ( $\mu=0.4$ ) est défini de

part et d'autre du disque de friction entre la première garniture et le plateau de pression, et entre la seconde garniture et le volant moteur. De plus, la position de la butée est fixée autour d'un point d'équilibre.

La seconde étape est consacrée à l'application d'une vitesse angulaire au disque de friction suivant l'axe de rotation de l'embrayage. Ceci a pour objectif de forcer le glissement au niveau des contacts frottants, voir Figure 3-6. Ainsi, un certain déplacement dans la direction tangentielle est défini dans la surface de contact. Ce déplacement doit être suffisamment large pour fournir un statut de contact par glissement, sans toutefois être trop grand afin d'éviter les problèmes de convergence. De ce fait, la position d'équilibre statique varie légèrement.

Dans la dernière étape, la perturbation linéaire génère la matrice de raideur tangente globale asymétrique  $[K_t^T]$  au point d'équilibre statique. Le solveur non-symétrique est utilisé finalement pour calculer les valeurs propres complexes jusqu'à 700 Hz pour le système composé de l'embrayage et de l'arbre primaire de boîte de vitesses. La solution du problème dépend donc des termes extra-diagonaux de la forme asymétrique de la matrice de raideur de la structure, associée aux efforts de frottement interagissant avec celle-ci. Les valeurs propres sont écrites sous forme d'un nombre complexe pour un mode de vibration  $j$ :  $\lambda_j = \alpha_j \pm if_j$  tels que  $\alpha_j$  et  $f_j$  représentent respectivement les parties réelle et imaginaire du mode en question. Comme évoqué précédemment, la partie réelle reflète la stabilité du système, tandis que la partie imaginaire représente la fréquence propre du mode de vibration. Si la partie réelle est négative, le mode est stable. Une partie réelle positive indique la probabilité d'occurrence du crissement. Un rapport d'amortissement défini sous la forme suivante:  $A_r = -1000\alpha_j/|f_j|$ , est employé dans ce travail. Une valeur négative de celui-ci indique la vitesse de croissance de l'amplitude des vibrations avant d'atteindre le cycle limite de l'instabilité, et vice versa. En d'autres termes, plus le rapport d'amortissement  $A_r$  s'éloigne de 0, plus la probabilité d'occurrence du crissement grandit. L'analyse modale complexe est effectuée dans un premier temps sans l'amortissement intrinsèque de l'embrayage, validé dans le chapitre précédent. Il est clair que cet amortissement peut suffisamment influencer l'instabilité. Malgré cela, nous choisissons de considérer au départ le système sans amortissement afin d'étudier le mécanisme d'instabilité, en gardant à l'esprit qu'en réalité, le système sera vraisemblablement « moins instable ». Cette stratégie a pour but de mesurer par la suite l'impact de l'amortissement sur l'instabilité de flottement. Le modèle complet utilisé dans cette analyse est illustré dans la Figure 3-5.

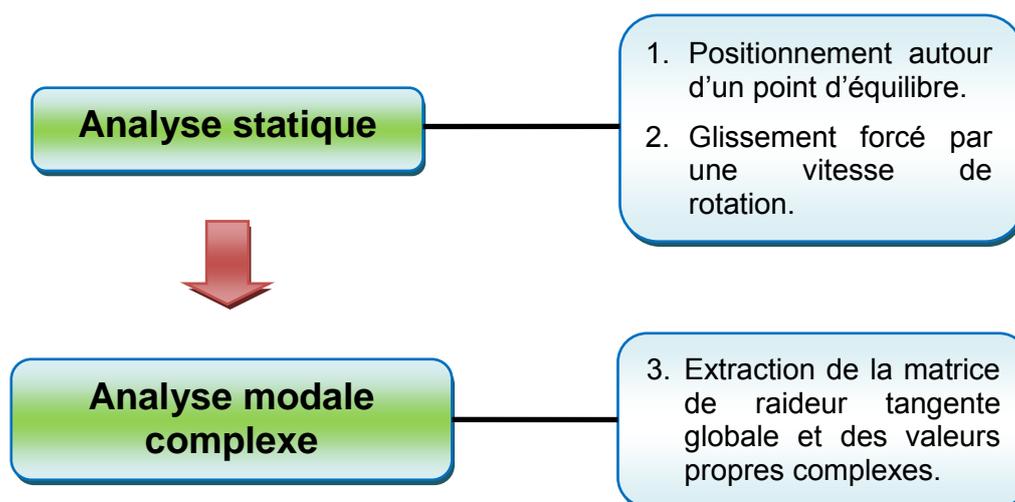


Figure 3-4 : Démarche d'analyse modale complexe pour l'étude des instabilités de flottement

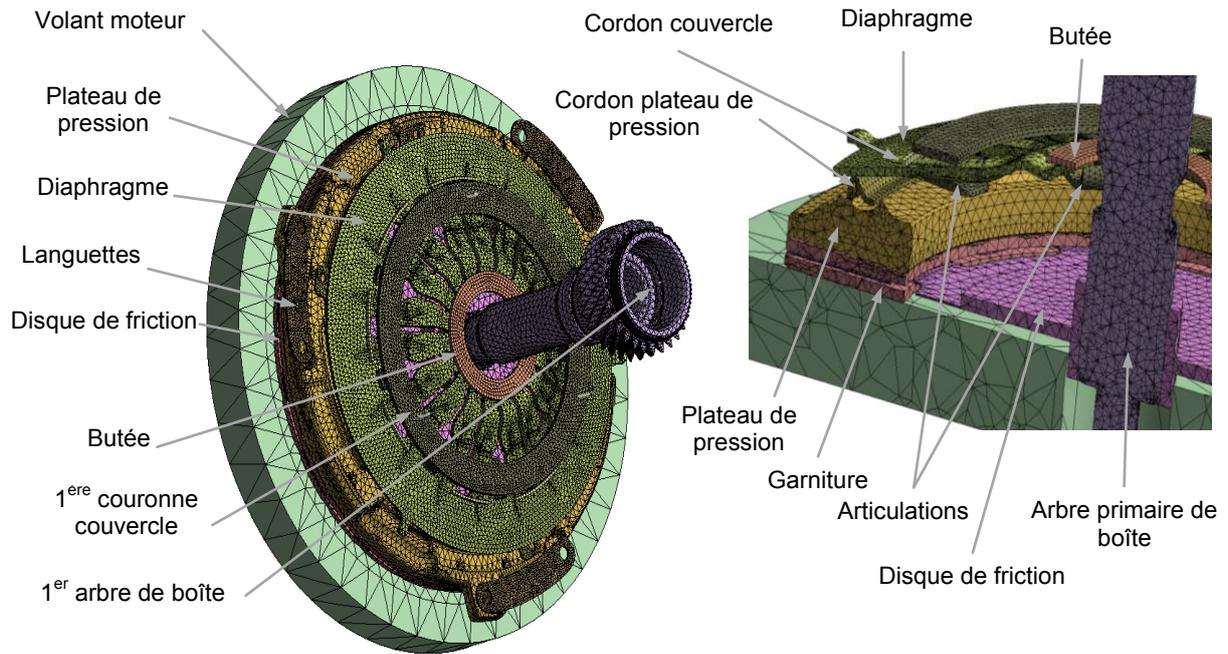


Figure 3-5 : Modèle EF de l'embrayage assemblé à l'arbre d'entrée de boîte

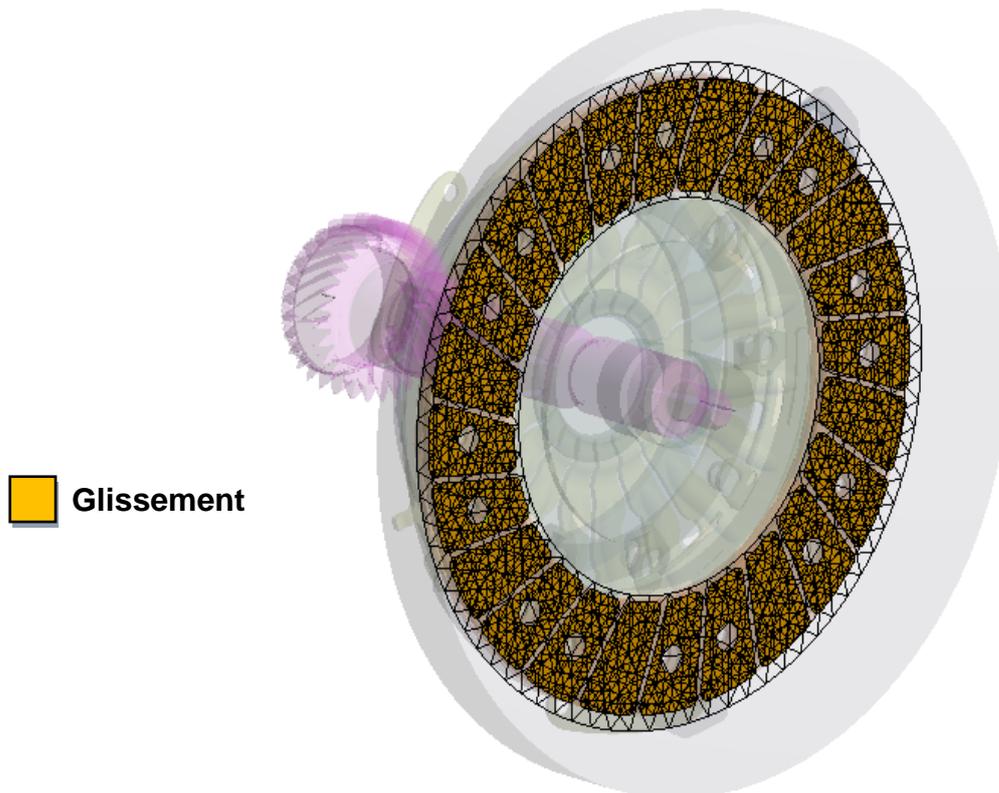
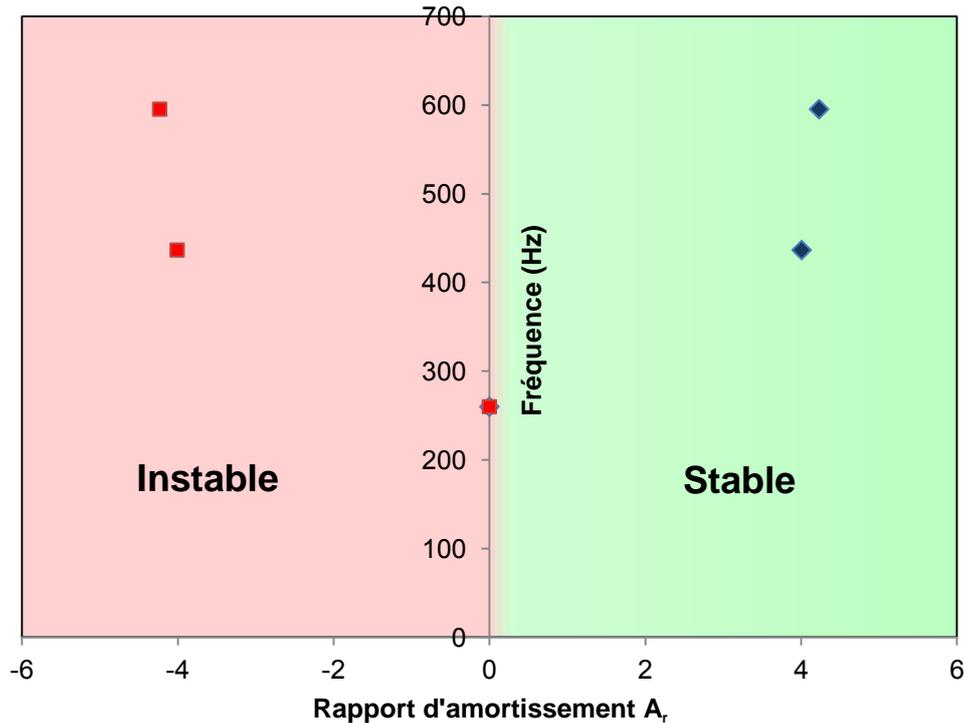


Figure 3-6 : Statut du contact frottant après analyse statique

### 3.2.2. INSTABILITES PAR FLOTTEMENT DANS L'EMBRAYAGE

En raison des faibles vitesses de glissement pendant lesquelles le phénomène de crissement d'embrayage se produit, nous supposons que les termes gyroscopiques sont faibles et n'ont pas d'influence sur les fréquences propres, une question qui a été traitée dans le travail d'Hervé [34]. Les résultats numériques sont reportés sur la Figure 3-7 pour une position de butée de 5mm. Celle-ci correspond à une position où le crissement d'embrayage apparaît. Par ailleurs, il faut savoir que le temps de calcul pour ce modèle est de 12h, sur une station de calcul équipée d'un processeur de 16 cœurs, une fréquence d'horloge CPU de 3.5 GHz et 48 Go de RAM. La partie statique cumule à elle seule environ 98% du temps de calcul total.



**Figure 3-7 : Diagramme de Nyquist de l'analyse modale complexe calculée à 5mm de course butée**

Le graphe de la Figure 3-7 représente la partie imaginaire en fonction du rapport d'amortissement  $A_r$ , pour tous les modes de vibration du système dans une gamme de fréquences allant jusqu'à 700 Hz. Sans amortissement dans le modèle, les résultats de la perturbation linéaire illustrent deux modes avec un rapport d'amortissement  $A_r$  négatif, à 450 et 595 Hz. Ces deux fréquences indiquent que les modes associés sont instables. Ils peuvent donc être une source potentielle du crissement d'embrayage. Les déformées modales des deux modes instables qu'on nommera 4i & 5i, sont exposées dans la Figure 3-8. Par ailleurs, les autres modes sont stables avec un rapport d'amortissement  $A_r$  supérieur ou égal à zéro.

Le disque de friction et l'arbre primaire de la boîte sont impliqués dans les deux modes instables, mais de façon différente. Tandis que le mode 4i fait intervenir les composants du mécanisme d'embrayage aussi. La déformée modale des modes instables affiche un mouvement de nutation ou de rotation déséquilibrée de l'assemblage. Ce mouvement peut être apprécié plus nettement sur la base de la déformée modale du mode 4i, illustrée suivant la direction axiale dans la Figure 3-9. Chaque mode instable est le résultat d'une coalescence de modes doubles associés à l'axisymétrie du système. Le mode 4i fusionne la paire de modes doubles de basculement du mécanisme d'embrayage (mode N°4), quant au mode 5i, il couple la paire de modes doubles de flexion du disque de friction et de l'arbre

d'entrée de boîte (mode N°5). Notons que le centre du mode de flexion du disque de friction identifié sur pot vibrant dans le chapitre précédent (mode N°2), ne se trouve plus sur le plan du disque, mais déporté de la distance entre le disque de friction et le palier de la boîte. De ce fait, la fréquence propre du mode N°2 s'est décalée vers le haut en raison des nouvelles conditions aux limites appliquées sur le moyeu du disque de friction. Cette fréquence correspond à celle du mode instable 5i.

Comme précisé dans les mesures sur véhicule dans la section 1.3.1, un niveau élevé d'accélération du carter de boîte et de pression acoustique, a été détecté à une fréquence avoisinant 570Hz lors des phases de crissement. Cette dernière s'avère être bien prédite par le modèle numérique. La comparaison entre les fréquences numériques et expérimentales révèle une erreur de 4,5% au maximum. Par ailleurs, nous constatons que le modèle surestime le nombre de modes instables du système d'embrayage. Cette surévaluation peut être expliquée par l'absence d'amortissement dans le modèle. En effet, ceci pourrait réduire le degré d'instabilité ou complètement amortir le mode instable. L'influence de l'amortissement sera abordée plus loin dans ce chapitre.

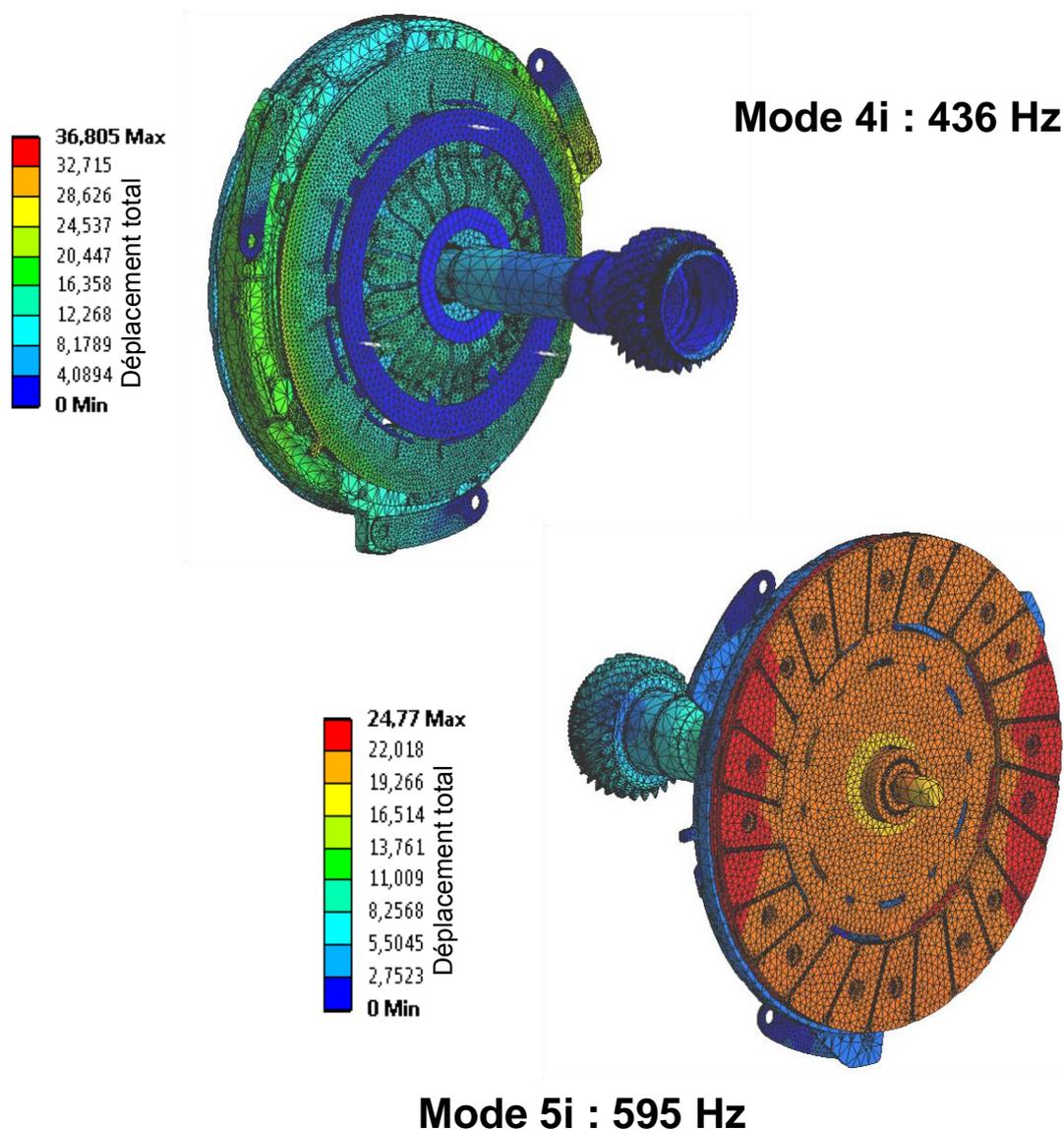


Figure 3-8 : Modes instables de l'embrayage à 5mm de course butée (déformées et fréquences)

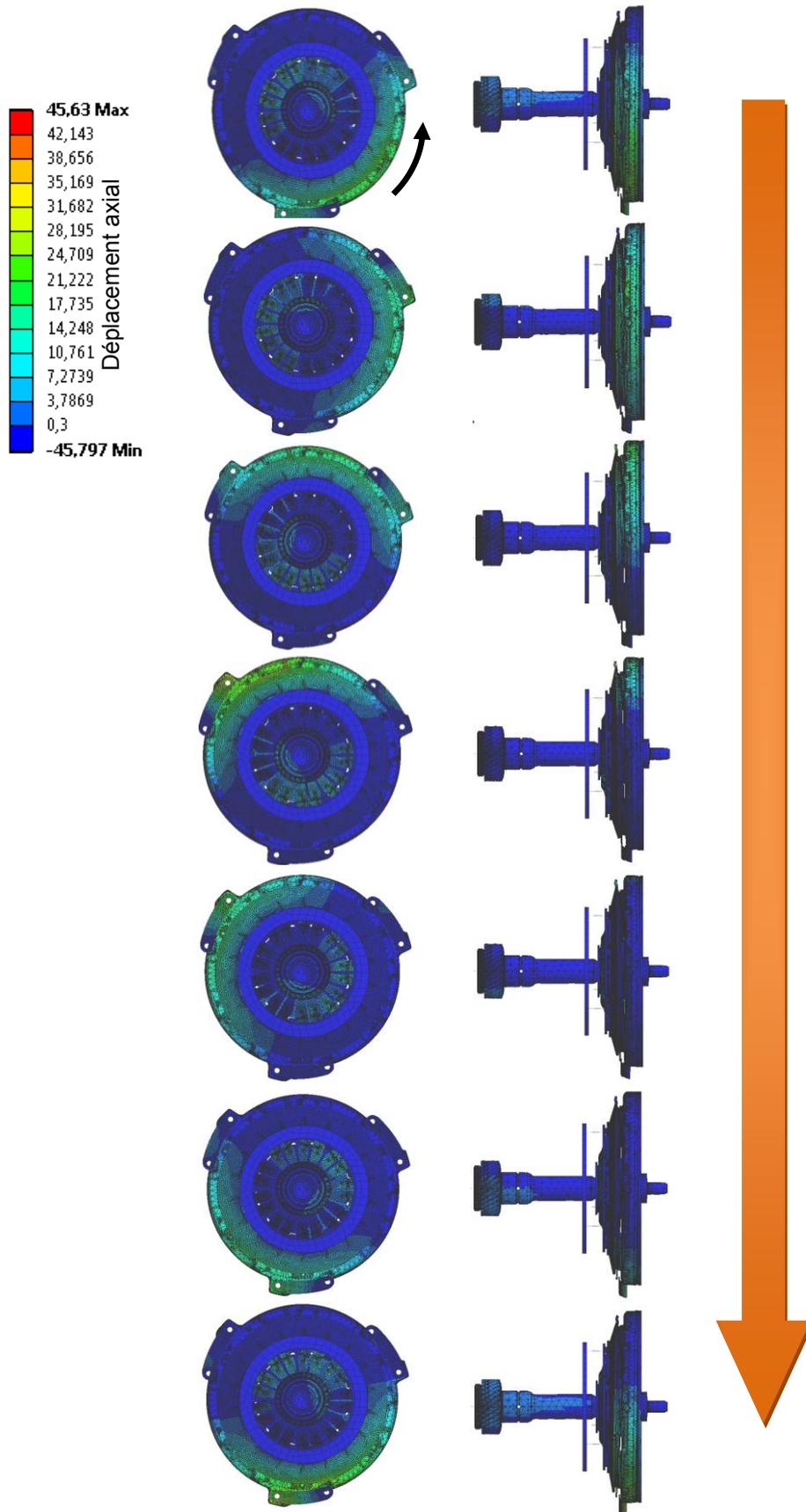


Figure 3-9 : Déformée modale axiale du mode instable 4i

### 3.2.3. MECANISME D'INSTABILITE PAR FLOTTEMENT DANS L'EMBRAYAGE

Le mécanisme d'instabilité de flottement dans l'embrayage diffère de celui du système de freinage. Celui-ci n'a pas de caractère axisymétrique. De ce fait, l'instabilité de flottement est due un couplage entre des modes de vibration de déformées modales distinctes, à titre d'exemple : couplage entre un mode de flexion des plaquettes de frein et un autre du disque de frein. Par contre dans l'embrayage, le couplage semble impliquer des modes de vibration du même sous-ensemble de pièces et de déformées modales similaires mais décalées angulairement, comme c'est le cas des modes instables  $4i$  et  $5i$ . Pour mettre en lumière le mécanisme physique qui induit ce phénomène d'instabilité dans l'embrayage, les lignes qui suivent y seront consacrées.

Sans vibrations, les efforts normal et tangentiel sont uniformément distribués de manière cyclique, tout au long de la piste de frottement sur les garnitures, voir Figure 3-10 (a & b). Puisque la raideur de contact est plus élevée que la raideur des autres composants, les modes de flexion ou de basculement influencent l'effort normal au contact, par conséquent via le coefficient de frottement  $\mu$  l'effort tangentiel également. Prenons le cas des modes doubles de basculement du mécanisme d'embrayage (modes N°4) : quand le plateau de pression bascule suivant son diamètre nodal (axe X), Figure 3-10 (c), la composante normale de l'effort au contact aura une amplitude plus élevée du côté droit que celui de gauche. Etant donné son statut de force suiveuse, l'effort de frottement suit la composante normale de l'effort au contact, voir Figure 3-10 (d).

Le résultat de la soustraction entre l'effort de frottement de la situation de basculement (d) et celui initialement distribué uniformément (b), permet de calculer la variation de l'effort tangentiel de frottement, Figure 3-10 (e). Celle-ci correspond à l'excitation dynamique au niveau du contact frottant, dû au mode de basculement. Cette variation symétrique par rapport au centre de rotation, a des sens opposés suivant l'axe X.

En raison de la distance orthogonale séparant le centre de basculement du mode et la surface de contact, l'excitation dynamique crée un moment de basculement suivant l'axe Y. Par conséquent, le premier mode de basculement (mode 4-a) affecte le second mode de basculement (mode 4-b), voir Figure 3-10 (f). De même ce dernier, va créer un moment de basculement suivant l'axe X et ainsi de suite. Les modes doubles de basculement vont s'autoalimenter entre eux à une fréquence unique, suivant un mouvement de rotation déséquilibré, conduisant au final à l'instabilité, voir Figure 3-10 (g).

Pour prouver l'hypothèse que nous avançons concernant le mécanisme d'instabilité entre les modes doubles, un modèle éléments finis simple est utilisé. Il comporte deux disques annulaires en contact. Un contact de coefficient de frottement  $\mu=0.35$  est défini entre les deux composants. Les pièces sont maillées par des éléments tétraédriques. Le premier disque est encastré sur sa face du bas. Le deuxième est bloqué suivant la direction radiale et tangentielle sur son rayon interne, voir la Figure 3-11. Le champ de l'effort tangentiel correspondant à l'excitation dynamique (cf. Figure 3-10 (e)), est repris et appliqué sur le deuxième disque, tel que décrit dans la Figure 3-11. Un calcul quasi-statique est effectué pour introduire les effets non-linéaires dans le modèle, ainsi que pour vérifier l'influence de cette répartition de l'effort tangentiel sur le second mode double comme énoncé ci-dessus. Les résultats numériques de ce système sont présentés dans la Figure 3-12.

Nous observons ainsi que l'excitation « dynamique » due au basculement suivant l'axe X, permet de créer un moment suivant l'axe perpendiculaire Y. Ceci contraint le disque annulaire supérieur à basculer par la suite suivant l'axe Y. De ce fait, il s'avère ainsi que cette répartition d'effort de frottement est la source du couplage entre les modes doubles d'embrayage. Ceci confirme par conséquent notre hypothèse concernant le mécanisme physique d'instabilité par flottement dans l'embrayage.

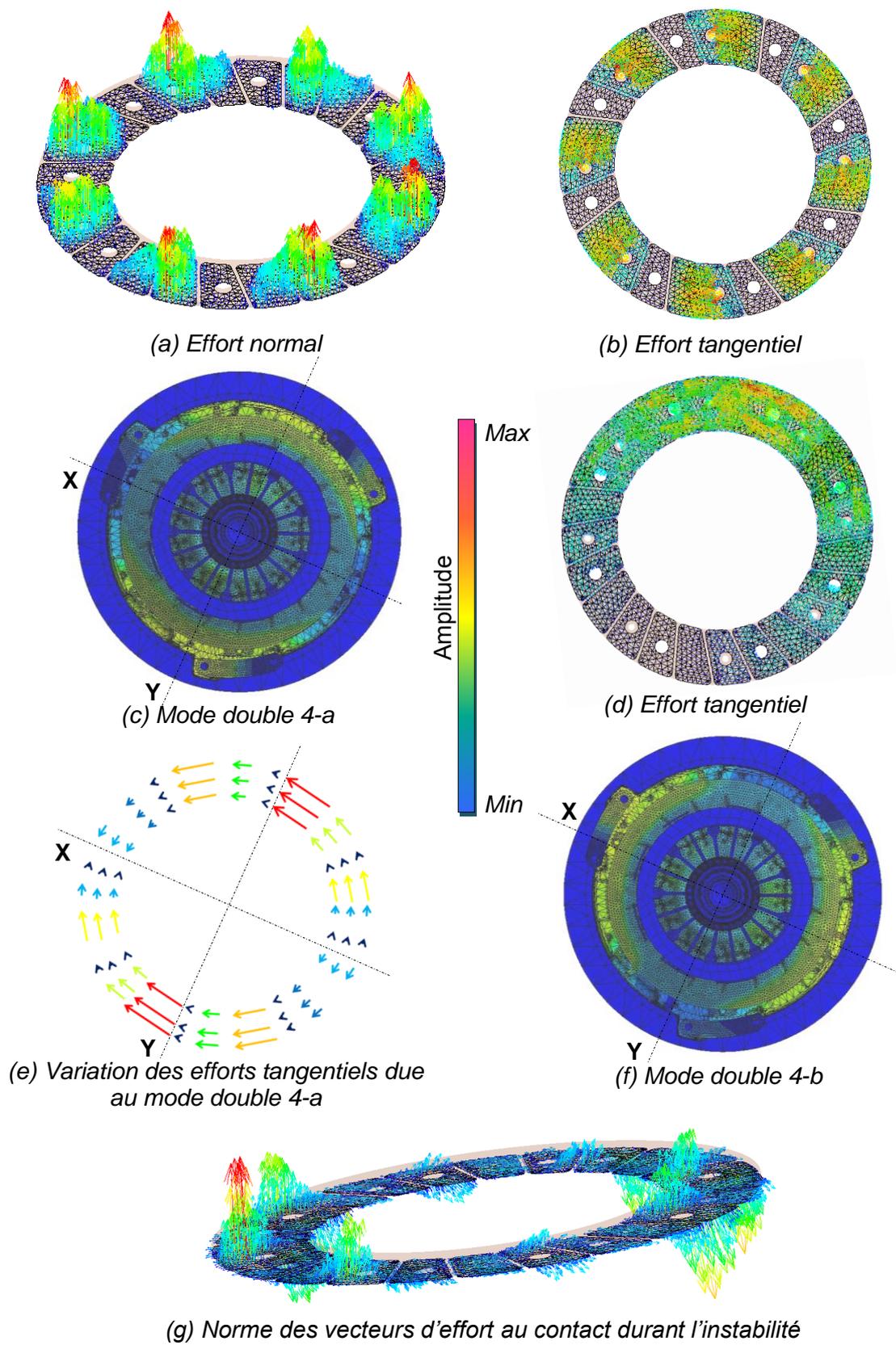
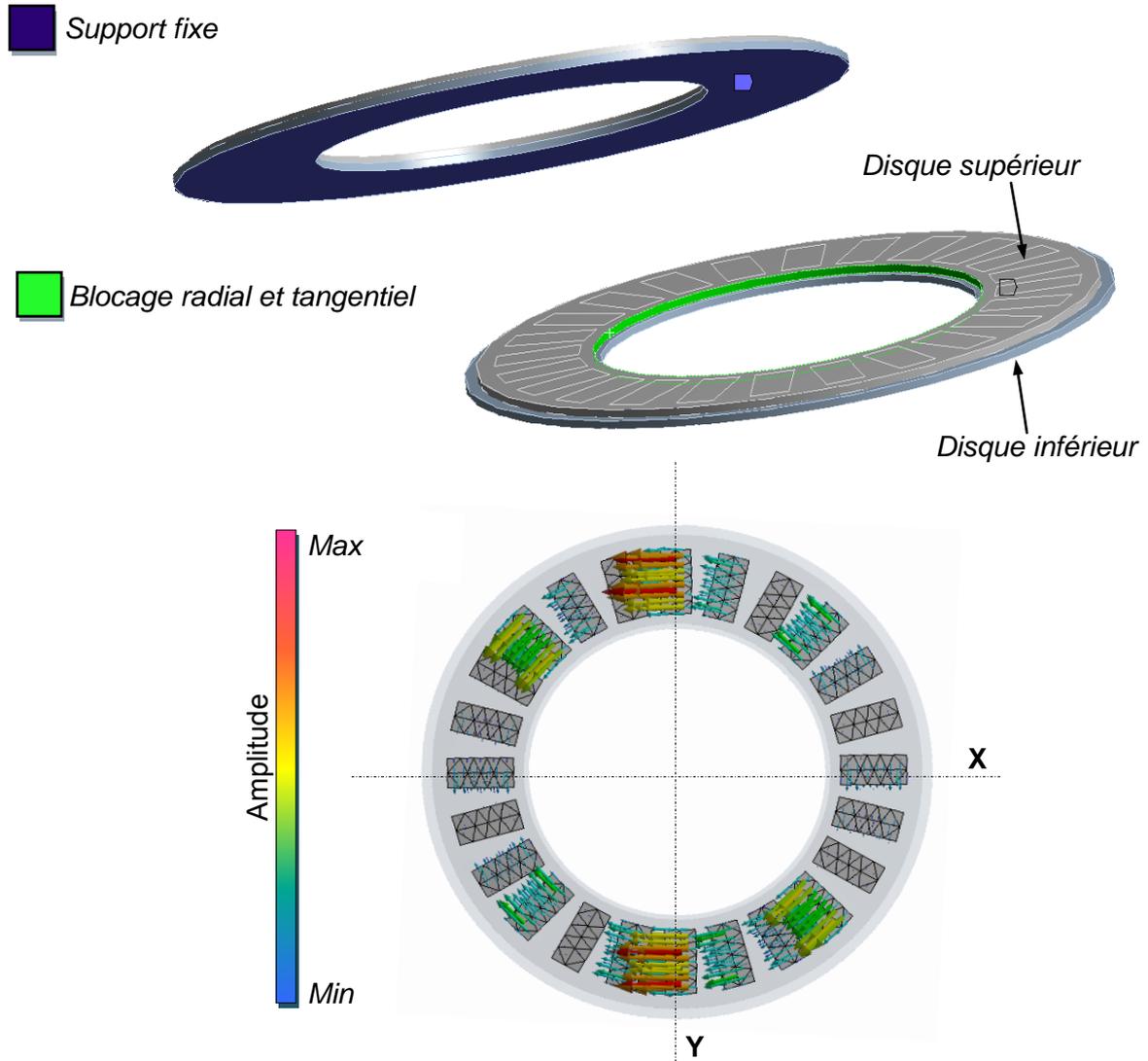


Figure 3-10 : Mécanisme physique d'instabilité de flottement dans l'embrayage



Variation des efforts tangentiels due au mode double 4-a

Figure 3-11 : Conditions aux limites sur les disques en contact

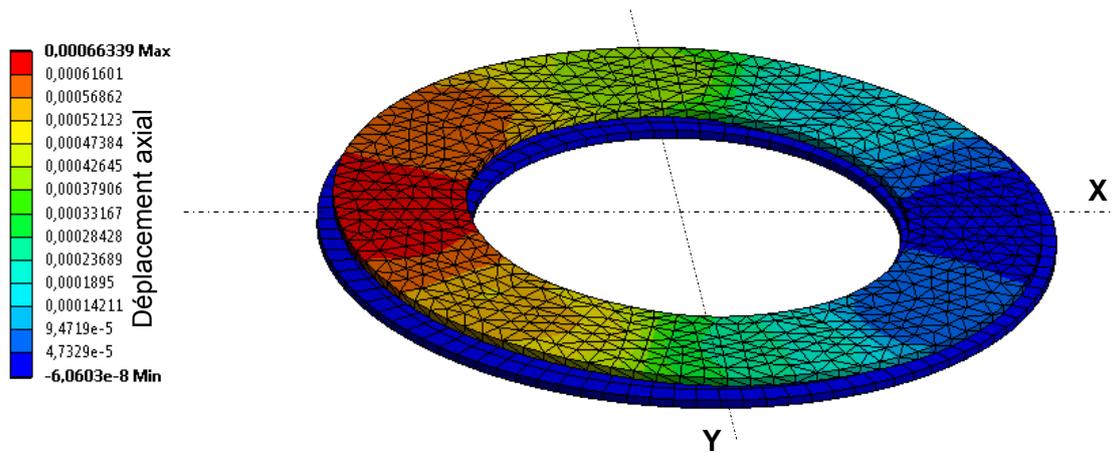


Figure 3-12 : Basculement du disque supérieur sous l'effet du champ d'effort tangentiel (déformée correspondante au mode double 4-b)

### 3.2.4. ANALYSE DE SENSIBILITE

L'effet du coefficient de frottement de la piste de frottement des garnitures, ainsi que l'impact de la position de butée sur la propension au crissement d'embrayage ont été étudiés. L'impact du coefficient de frottement est obtenu par la variation de celui-ci entre 0 et 0.5, tandis que l'influence de la position de butée a été examinée en changeant la position de la butée de 6 à 3 mm. De plus, il faut noter que la pression de contact augmente d'une situation débrayée à une autre embrayée respectivement de 0 à 3.5 MPa. Les résultats numériques sont présentés sous forme de deux graphes : rapport d'amortissement  $A_r$  et fréquence des modes instables (4i & 5i).

#### 3.2.4.1. COEFFICIENT DE FROTTEMENT

La Figure 3-13 fournit un aperçu de l'évolution du rapport d'amortissement  $A_r$  et des fréquences des modes instables (4i & 5i) pour différents coefficients de frottement à 5mm de course de butée. A cette position, nous observons que les modes doubles du disque de friction et de l'arbre de boîte coalescent, pour donner naissance à un mode instable à un coefficient de frottement de  $\mu=0.1$ . De l'autre côté, le rapport d'amortissement diverge à ce stade. En augmentant le coefficient de frottement jusqu'à 0.28, deux modes instables apparaissent (4i & 5i). On peut voir que le mode instable 5i dispose d'un rapport d'amortissement légèrement plus élevé. En outre, il s'avère que ce mode se déstabilise pour un petit coefficient de frottement comparé au mode instable 4i. Ceci s'explique par le fait que le sous-ensemble de pièces qui participe dans le mode instable 5i, forme un système davantage axisymétrique que celui du mode 4i. Ceci peut notamment se voir sur l'écart de fréquence des modes doubles N°4 et N°5. En effet, La différence en fréquence des modes doubles N°5 sont moindres que ceux des modes doubles N°4. De ce fait, un faible coefficient de frottement est suffisant pour coupler la paire de modes doubles la plus axisymétrique. D'une manière générale, la plage du coefficient de frottement d'un embrayage va de 0,25 à 0,45. Nous pouvons dire par conséquent que plus le coefficient de frottement sera élevé, plus le système sera instable.

#### 3.2.4.2. POSITION DE LA BUTEE

La Figure 3-14 présente la variation du rapport d'amortissement  $A_r$ , des fréquences des modes instables (4i & 5i) et le rapport en fréquence entre une paire de modes doubles. Ces résultats sont exprimés en fonction de la position de la butée pour un coefficient de frottement fixé à 0.4. Il apparait que le mode 5i a quasiment la même fréquence quelque soit la position de la butée. Notons quand même une faible chute de la fréquence de ce mode, pour une transition vers une position débrayée. La fréquence du mode instable 4i augmente tant que la position de la butée se rapproche d'une situation embrayée. Ceci est principalement dû à l'augmentation de la raideur de progressivité, qui grandit tant qu'on tend vers une position embrayée. En outre, il est remarquable que le rapport d'amortissement croît avec la pression maximale de contact et inversement pour la position de la butée, pour le mode instable 4i. Ceci peut être expliqué par les valeurs élevées de la raideur de la progressivité et de contact. Le rapport d'amortissement du mode instable 5i quant à lui n'est quasiment pas influencé par la pression de contact. En effet, le sous-ensemble de composants impliqué dans ce mode peut être assimilé à deux raideurs disposées en parallèle (disque de friction et boîte). De ce fait, une variation de la raideur axiale du disque par le biais du changement des conditions aux limites au contact à titre d'exemple, n'affectera pas la raideur globale du sous ensemble, puisque la raideur du disque de friction est masquée par la forte raideur de flexion de l'arbre primaire de boîte. D'un autre côté, le rapport en fréquence entre les modes doubles est constamment égale à 1, hormis à 6mm de course de butée où les modes doubles N°4 se découplent. Ceci fait passer le rapport en fréquence associé à moins de 1. En somme, l'augmentation de la pression de contact

engendre une amplification du rapport d'amortissement négatif, d'où une hausse de la propension au crissement d'embrayage.

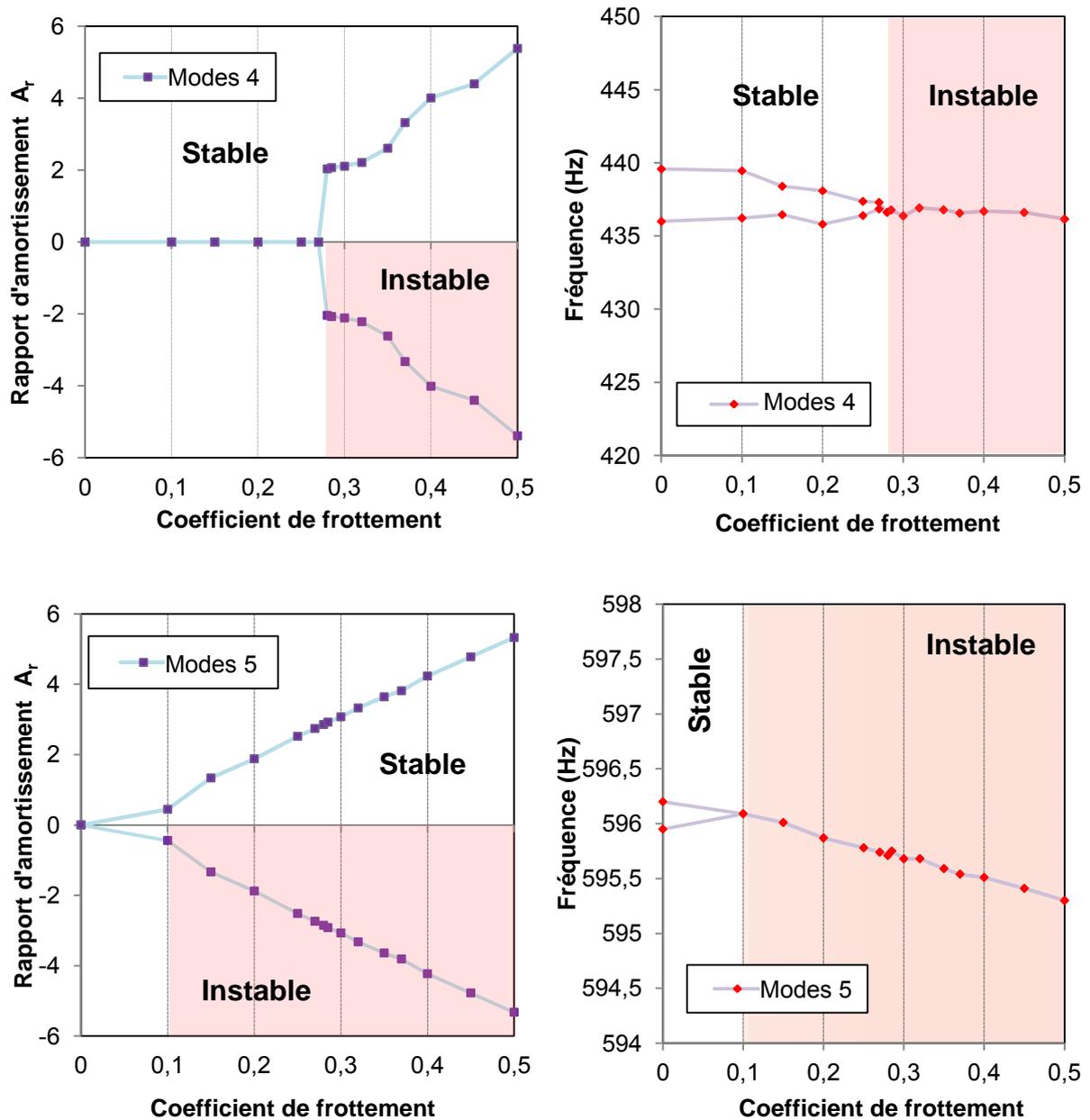


Figure 3-13 : Rapport d'amortissement  $A_r$  et fréquences des modes doubles en fonction du coefficient de frottement  $\mu$  à 5mm de course de butée

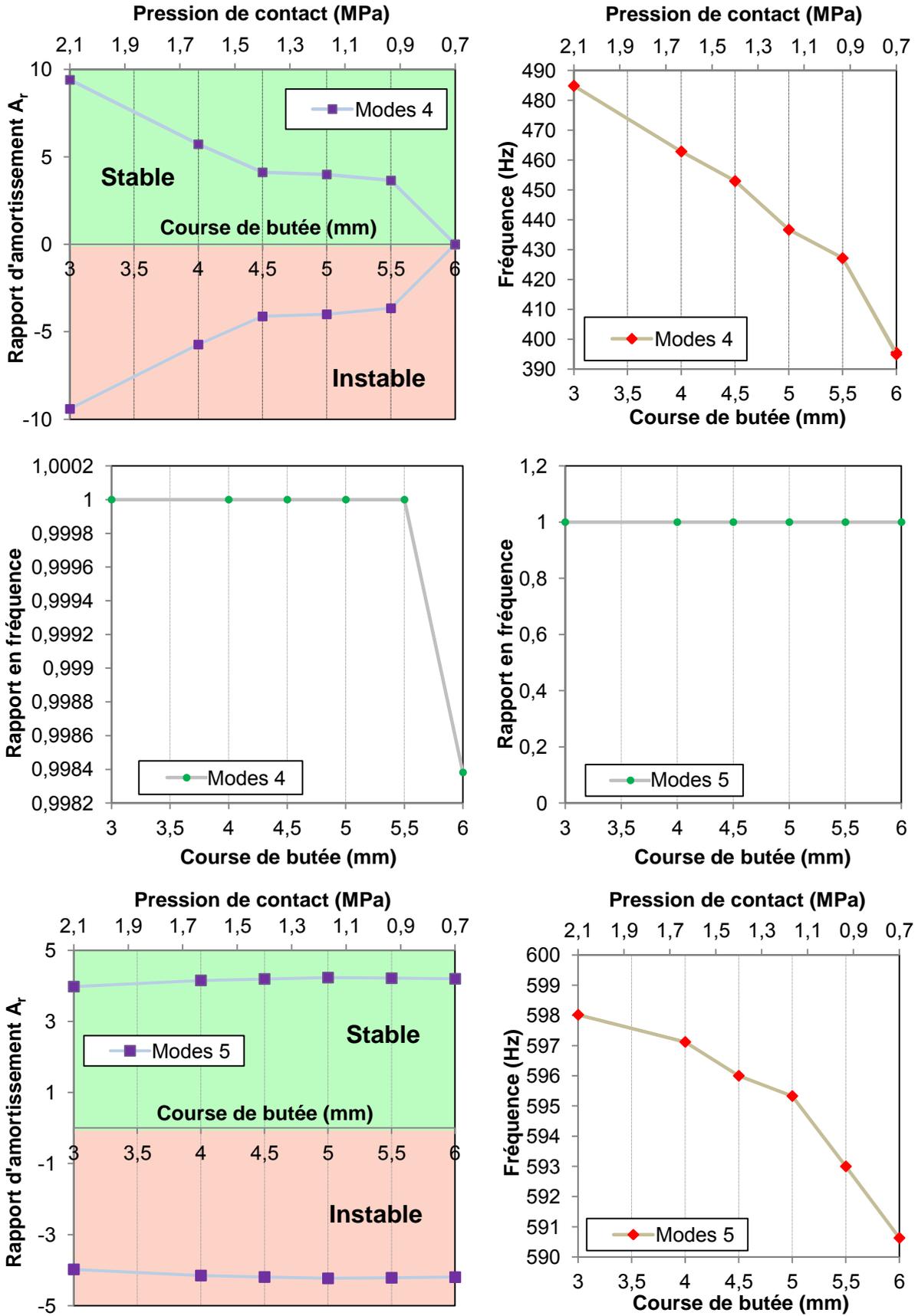


Figure 3-14 : Rapport d'amortissement  $A_r$  et fréquences des modes doubles en fonction de la position de la butée pour un coefficient de frottement  $\mu=0.4$

### 3.2.4.3. COEFFICIENT DE FROTTEMENT ET POSITION DE BUTEE

La Figure 3-15 expose l'ensemble des résultats de simulation de l'étude de sensibilité en fonction des deux paramètres combinés : coefficient de frottement et position de butée. Il apparaît qu'à une position de butée fixe, la pente de croissance du rapport d'amortissement synonyme d'instabilité, n'est pas de la même grandeur. Ceci reflète un caractère non-linéaire de la solution en raison des non-linéarités du système (raideur de progressivité, contact frottant, etc.). De plus, ce graphique fournit les mêmes tendances exposées précédemment. En effet, l'augmentation du coefficient de frottement et de la pression au contact, se répercute par une amplification du rapport d'amortissement  $A_r$ , ce qui est favorable à la génération du crissement d'embrayage. Partant de ce constat, le coefficient de frottement et la pression de contact doivent être réduits afin de favoriser la stabilité de l'embrayage. Toutefois, ces changements ne sont généralement pas désirables, car ils auront une incidence sur la performance d'embrayage en réduisant le couple transmis vers la chaîne de transmission.

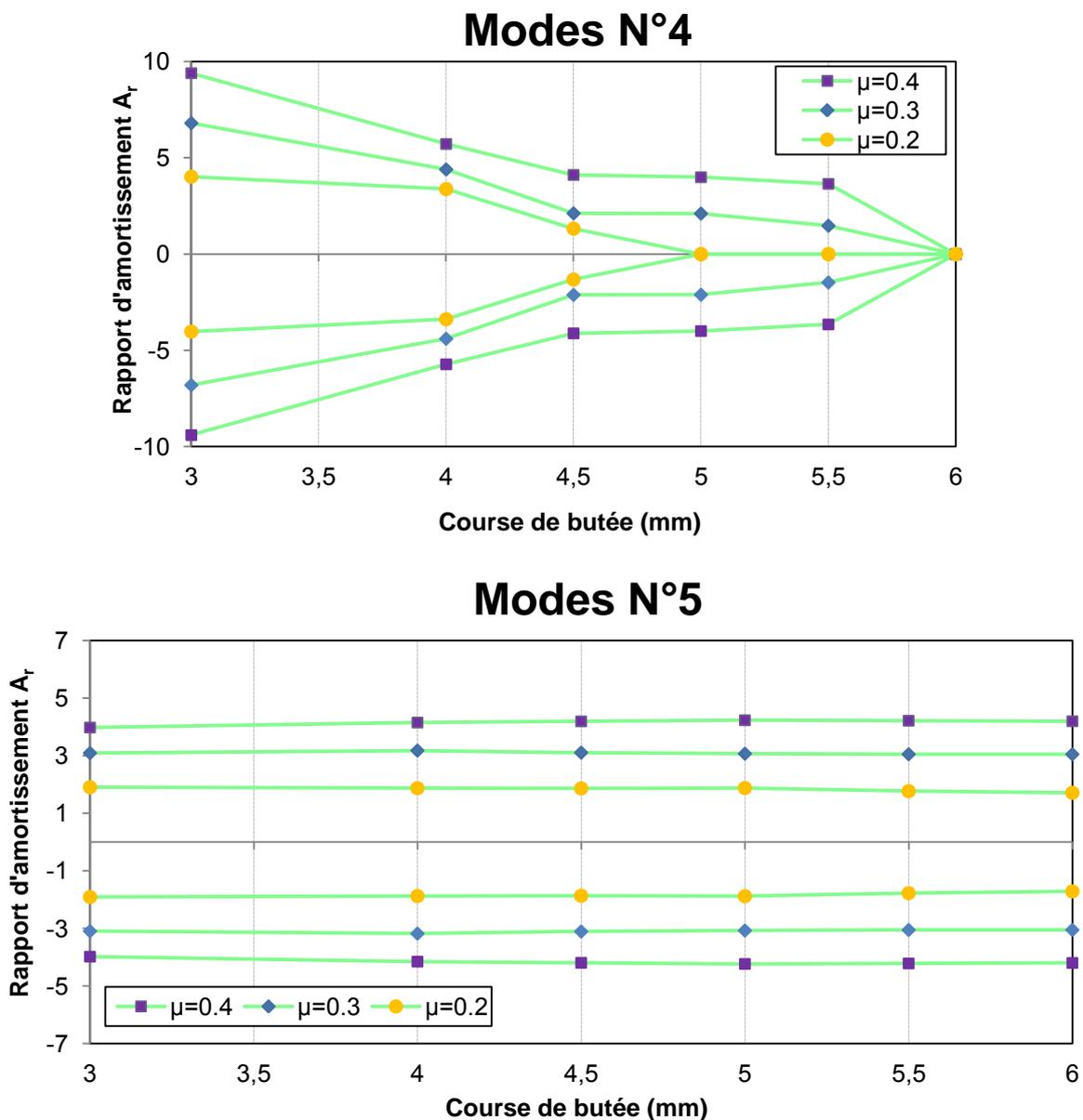


Figure 3-15 : Rapport d'amortissement  $A_r$  des modes doubles en fonction de la position de la butée et du coefficient de frottement  $\mu$

### 3.3. ETUDE DES INSTABILITES DE FLOTTEMENT AVEC AMORTISSEMENT

Dans la majorité des études concernant le crissement, l'analyse modale complexe est souvent réalisée sans amortissement ou encore il est pris en compte d'une manière globale et sans justification expérimentale. Cette approche conduit à faire une multitude d'hypothèses sur l'amortissement, qui peuvent entraîner des résultats paradoxaux avec une croissance des amplitudes de vibration lors d'une augmentation de l'amortissement de la structure. Autrement dit, l'amortissement peut déstabiliser encore plus un système dans une zone d'instabilité, avec plus de niveaux vibratoires des cycles limites. Certaines études font état de ce constat. Nous pouvons citer dans ce sens les travaux de Massi *et al.* [96], Coudeyras [97], Sinou *et al.* [98], Hoffmann *et al.* [57].

Pour s'affranchir des hypothèses sur l'amortissement, une analyse modale complexe amortie est réalisée dans les mêmes conditions appliquées dans le modèle plus haut, en y intégrant les valeurs d'amortissement réelles et validées dans le chapitre précédent, voir annexe C. Retenons que le coefficient de frottement a été fixé à  $\mu=0.4$ . Cette analyse va permettre d'examiner l'influence de l'amortissement intrinsèque de la structure sur la stabilité du système, et donc sur l'occurrence du crissement d'embrayage.

La Figure 3-16 affiche les résultats de simulation de l'analyse modale prenant en compte l'amortissement de la structure, par rapport à la course de la butée. Nous nous apercevons que le mode instable  $4i$  change de signe concernant le rapport d'amortissement  $A_r$ . Ce dernier est positif dans ce cas, ce qui signifie que le mode est stable sur toute la course de butée. De l'autre côté, il apparaît que le mode  $5i$  demeure toujours instable sur toute la zone d'apparition du crissement d'embrayage. Notons quand même une diminution de son rapport d'amortissement  $A_r$ , qui reste négatif sur toute la course de butée. De plus, nous observons que l'amortissement a une légère incidence sur la fréquence des modes instables. En effet, les fréquences propres d'une des paires de modes doubles (N°4 & 5) convergent mais ne coïncident jamais, malgré la génération du mode instable  $5i$ , résultat de la coalescence des modes doubles N°5. Le rapport en fréquence des modes doubles tend vers 1, pourtant il n'est jamais égal à cette valeur. Ceci signifie que l'amortissement propre à la structure a un effet de séparation des modes doubles, même si l'écart entre ceux-ci n'est pas significatif.

Partant de ces faits, il apparaît que plus l'amortissement de la structure est grand, plus le rapport d'amortissement  $A_r$  diminue. Au final, on s'aperçoit que le système dispose dans ce cas d'un seul mode instable ( $5i$ ) dans cette gamme de fréquence. Ce mode instable a pratiquement la même fréquence que celle identifiée sur les mesures de véhicule ( $\sim 570$  Hz). Nous pouvons dire que le crissement d'embrayage est bien prédit par le modèle numérique. Ces résultats montrent que l'analyse modale considérant l'amortissement de la structure, est plus réaliste et précise pour prédire le crissement. Ce résultat montre aussi que l'amortissement doit être pris en compte dans les études servant à prédire le crissement.

En définitive, dans un système axisymétrique tournant avec un contact par frottement glissant tel que l'embrayage, l'instabilité de flottement provient du couplage des modes de flexion ou de basculement de ce système. Cette instabilité est inhérente au principe même de l'embrayage, donc latente quelque soit le type de ce dernier. En outre, l'amortissement intrinsèque à l'embrayage vient en concurrence avec l'amortissement négatif créé par les instabilités de flottement. Si l'amortissement négatif prend le pas sur le positif, le crissement d'embrayage apparaît. Tout l'enjeu est alors d'agir sur l'amortissement et l'axisymétrie du système pour éviter l'apparition de ces nuisances.

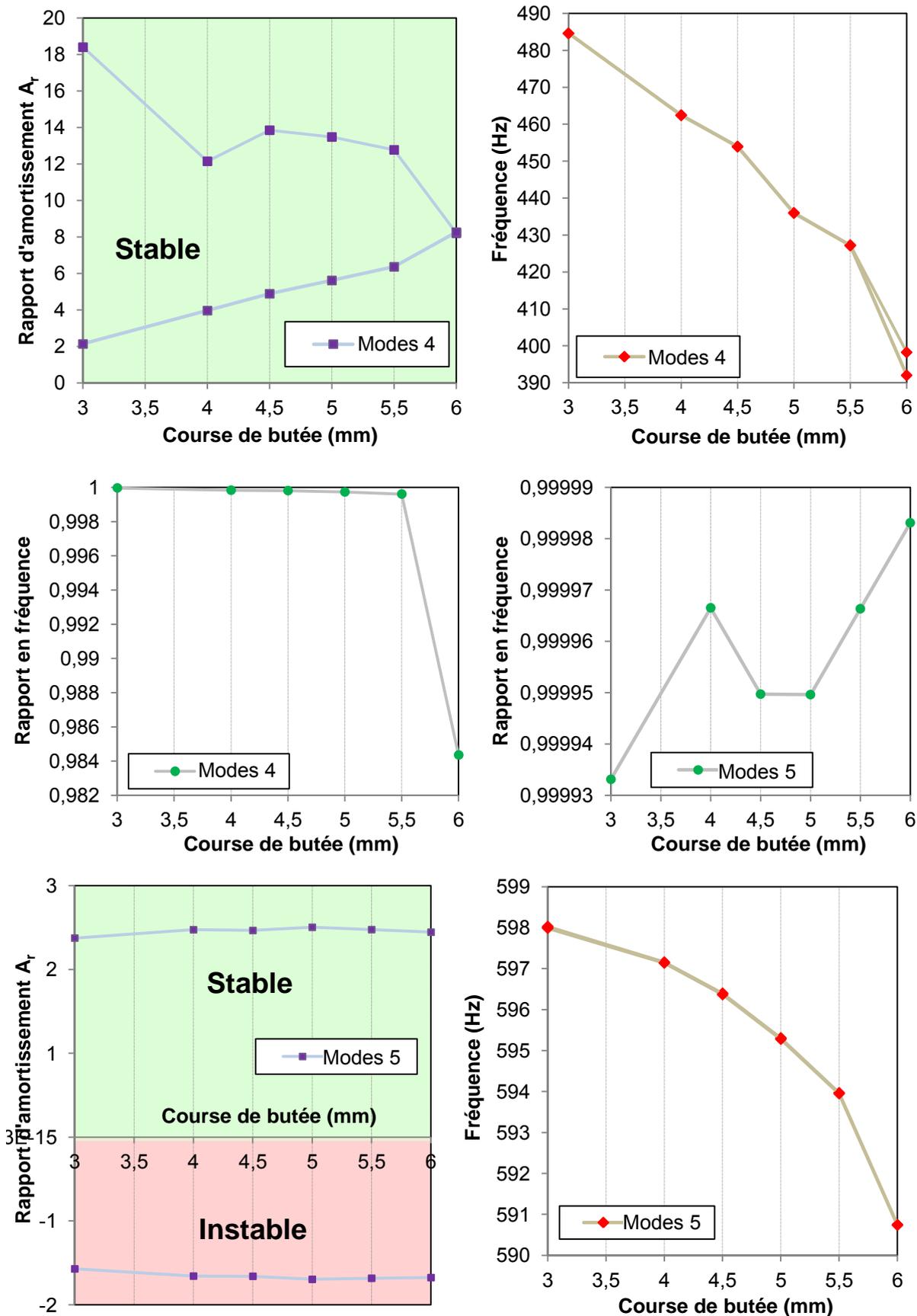


Figure 3-16 : Rapport d'amortissement  $A_r$  et fréquences des modes doubles avec intégration de l'amortissement pour un coefficient de frottement  $\mu=0.4$

### 3.4. SEPARATION DES MODES DOUBLES DE L'EMBRAYAGE

La compréhension des principaux facteurs influençant l'instabilité de flottement dans l'embrayage aide à trouver des mesures pour éviter le crissement. Parmi celles-ci, les effets du coefficient de frottement, de la pression au contact ainsi que l'amortissement propre de la structure, ont été mis en avant. En effet, une baisse des deux premiers paramètres et une augmentation du dernier seraient favorables à la réduction du crissement. Cependant, ces solutions sont difficilement envisageables : soit par leur incidence négative sur le couple transmis vers la chaîne de transmission, soit par leur complexité de mise en place.

Une autre solution plus efficace et moins difficile à mettre en œuvre, consiste à briser l'axisymétrie de l'embrayage. L'idée est de séparer suffisamment les fréquences propres des modes doubles de l'embrayage, pour qu'elles ne puissent pas coalescer quelque soit le coefficient de frottement et la pression de contact. Ceci devrait rendre à priori le système stable. Pour écarter les deux fréquences dans ce cas d'étude, il faut créer une différence de raideur de flexion du disque de friction ( $\Delta K_f = (K_f^{max} - K_f^{min})$ ), suivant deux axes formant  $90^\circ$ . Cet écart doit être le plus large possible afin de découpler les modes doubles de flexion de l'arbre d'entrée de boîte et du disque de friction (modes doubles N°5). Pour cela, il doit principalement être réalisé sur les pièces qui participent le plus dans le mode instable 5i. Pour concrétiser cette théorie, nous décidons alors de couper deux pales du disque de progressivité en vis-à-vis, en conséquence supprimer leur liaison avec le moyeu du disque de friction. Les ouvertures ont la même taille et sont placées sur la même ligne de diamètre, à une distance identique du centre du disque de friction. Pratiquement, l'axisymétrie est remplacée par une symétrie cyclique de  $180^\circ$ . Le disque dissymétrique est illustré dans la Figure 3-17. Le découpage des deux pales procure un rapport de raideurs de flexion  $R_f$  d'environ 2  $\left(R_f = \frac{K_f^{max}}{K_f^{min}} = 2\right)$ , voir Figure 3-18.

Dans un premier temps, l'impact de cette solution est évalué sur les modes doubles du disque de friction seul, ainsi que l'assemblage de ce dernier avec l'arbre d'entrée de boîte. Ensuite, il sera examiné sur l'instabilité de flottement dans le modèle global. Le but de cette analyse est de trouver une configuration pour laquelle le système n'a pas de modes instables, c'est-à-dire sans rapport d'amortissement négatif.

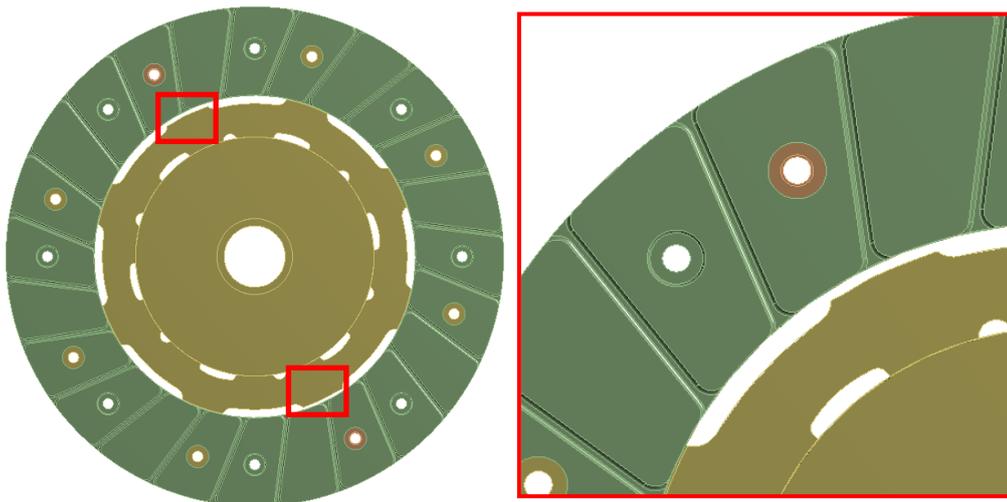
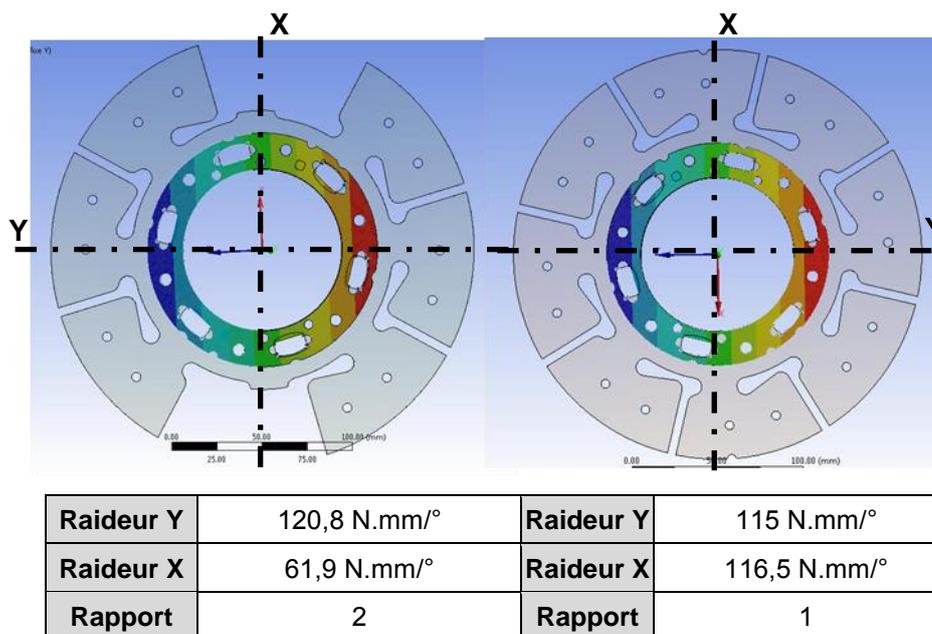


Figure 3-17 : Modèle EF du disque de friction dissymétrique



**Figure 3-18 : Raideurs de flexion du disque de friction dissymétrique suivant les axes X et Y**

### 3.4.1. ANALYSE MODALE DU DISQUE DE FRICTION ET D'ARBRE DE BOITE

Une analyse modale non-amortie a été accomplie en deux situations distinctes : disque de friction dissymétrique seul et sous-ensemble composé de ce dernier et de l'arbre de boîte. La Figure 3-19 et le Tableau 3-1 illustrent respectivement les déformées modales et les fréquences propres des paires de modes doubles dans chaque cas.

A première vue, il apparaît que la forme dissymétrique du disque modifie les caractéristiques modales du système. En effet, les déformées modales changent légèrement de forme. De plus, l'écart entre les fréquences propres des modes doubles a significativement augmenté, principalement pour le disque de friction seul comparé à l'assemblage. Ceci s'explique par le fait que dans ce dernier, les raideurs de flexion du moyeu de disque de friction sont masquées par celles de l'arbre de boîte, qui demeurent égales dans les deux axes perpendiculaires X et Y. De ce fait, la différence en fréquence des modes doubles dans la première configuration est plus importante que la seconde.

### 3.4.2. ANALYSE MODALE COMPLEXE AMORTIE DU SYSTEME COMPLET

Afin de vérifier l'effet du disque de friction dissymétrique sur la stabilité de l'embrayage, une analyse modale complexe amortie du modèle complet est effectuée. Les résultats sont reportés dans la Figure 3-20. Celle-ci expose l'évolution du rapport d'amortissement  $A_r$ , ainsi que sa fréquence propre associée dans la plage de fréquence allant de 1 à 700Hz. Rappelons que dans cet intervalle, le système d'embrayage avec le disque de friction axisymétrique présentait un mode instable.

Pour un rapport de raideur de flexion  $R_f = 2$ , nous pouvons voir que tous les rapports d'amortissement  $A_r$  sont positifs. Ceci signifie que le système est devenu complètement stable sur toute la course de butée. De plus, un écart en fréquence des modes doubles N°5 est observable. Par ailleurs, le rapport d'amortissement  $A_r$  des modes doubles N°4 a légèrement baissé, ce qui signifie que le disque dissymétrique a aussi un impact sur le couplage des modes doubles du mécanisme d'embrayage N°4, même s'il reste négligeable.

Tout compte fait, nous pouvons dire qu'une forte axisymétrie du système a un effet déstabilisant. Le disque de friction dissymétrique s'avère être une solution efficace pour

contrecarrer le crissement d'embrayage dans ce cas d'étude. Ceci dit, un rapport de raideur de flexion  $R_f > 2$  serait éventuellement encore meilleur.

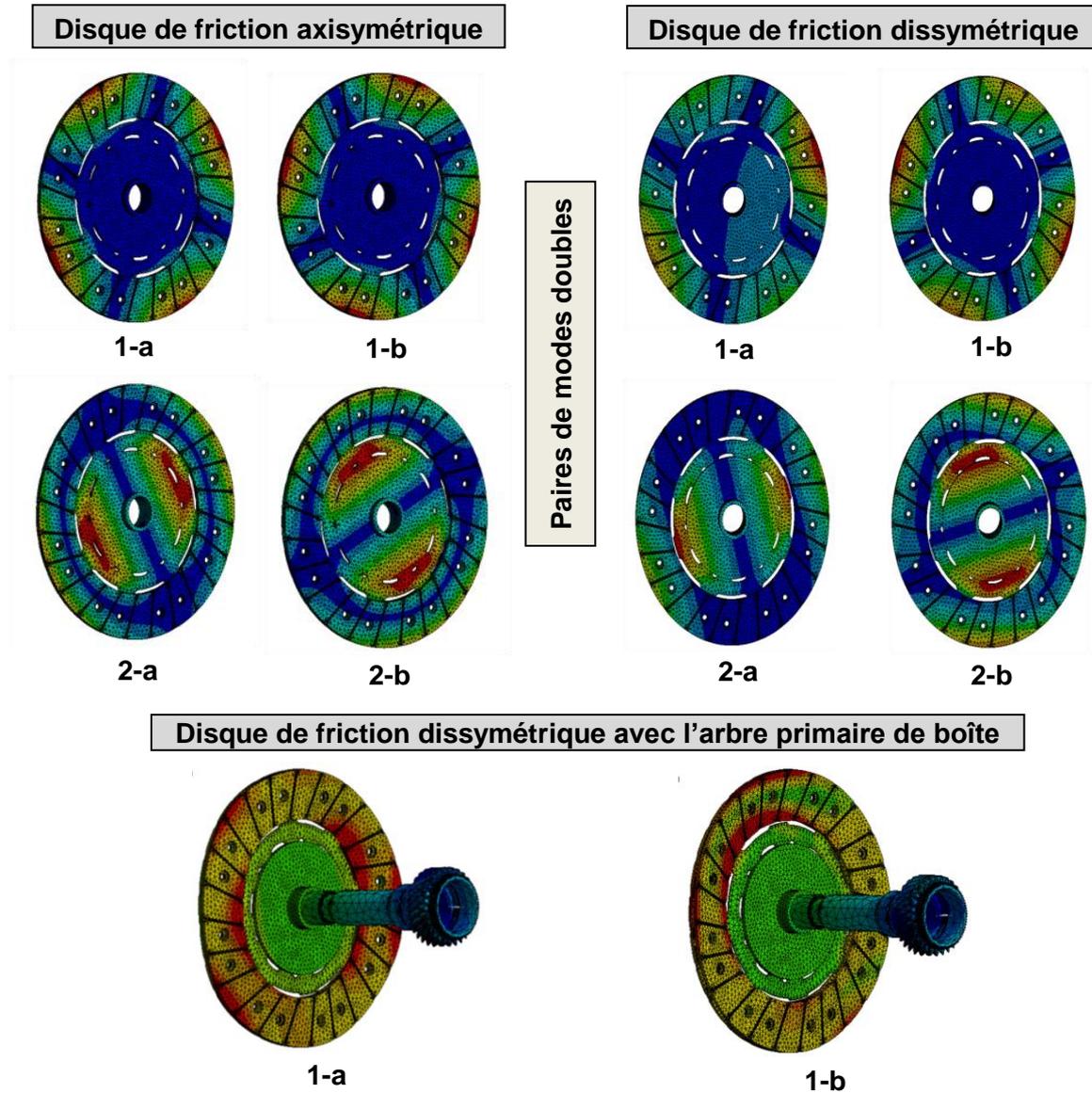


Figure 3-19 : Déformées modales et fréquences propres du disque de friction symétrique, dissymétrique et de l'arbre primaire de boîte connecté au disque de friction dissymétrique

			Disque seul		Avec l'arbre d'entrée de boîte		Ecart entre les modes doubles	
			Mode a	Mode b	Mode a	Mode b	Seul	Avec arbre
Fréquences des modes doubles	Disque de friction axisymétrique	1 <sup>ère</sup> paire	164 Hz	165 Hz	550,16 Hz	550,44 Hz	1 Hz	0,28 Hz
		2 <sup>ème</sup> paire	266 Hz	273 Hz	—	—	7 Hz	—
	Disque de friction dissymétrique	1 <sup>ère</sup> paire	127 Hz	151 Hz	545,8 Hz	549,9 Hz	24 Hz	4 Hz
		2 <sup>ème</sup> paire	198 Hz	263 Hz	—	—	65 Hz	—

Tableau 3-1 : Fréquences propres des modes doubles du disque de friction et de l'arbre primaire de boîte dans les configurations axisymétrique et dissymétrique

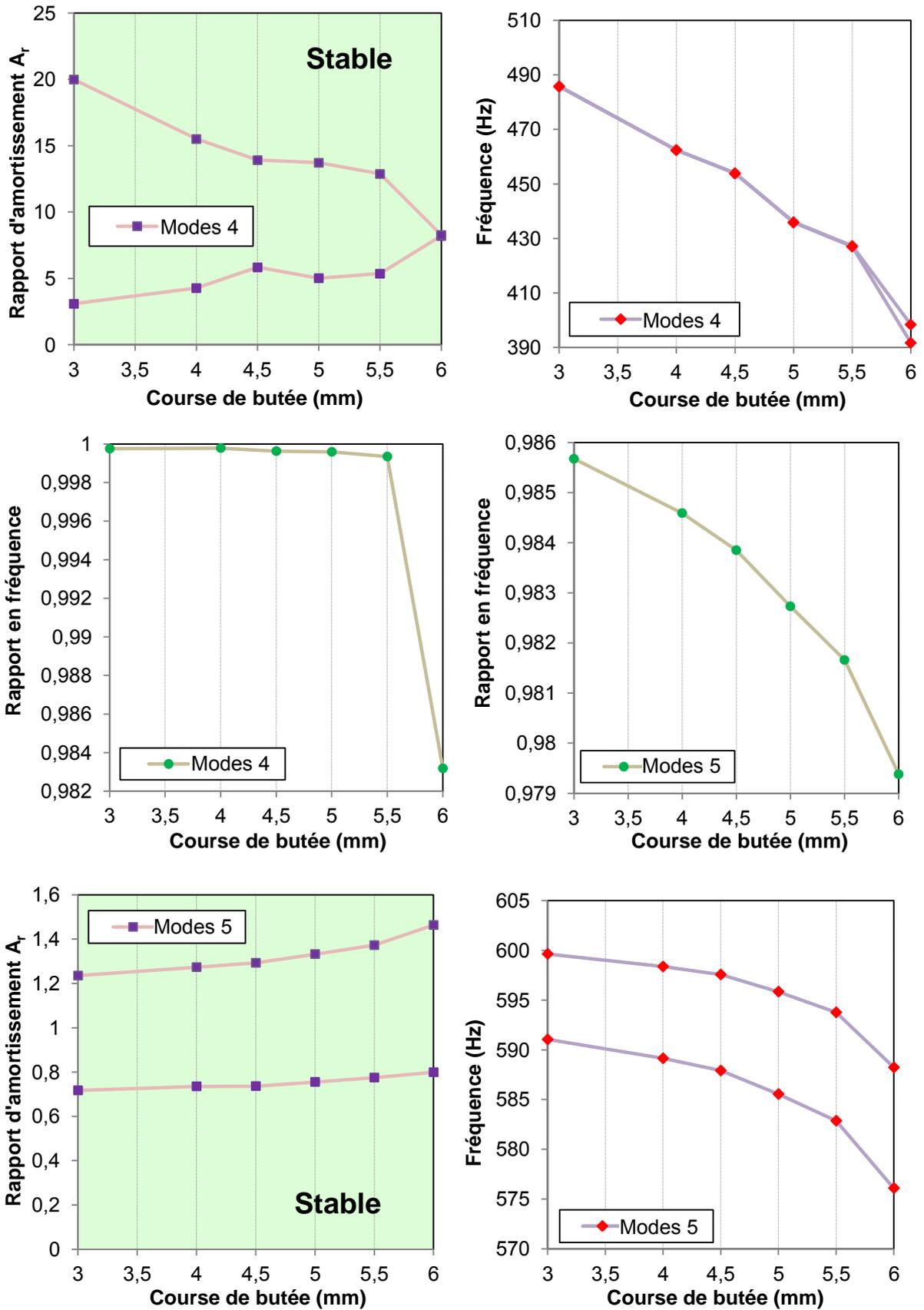
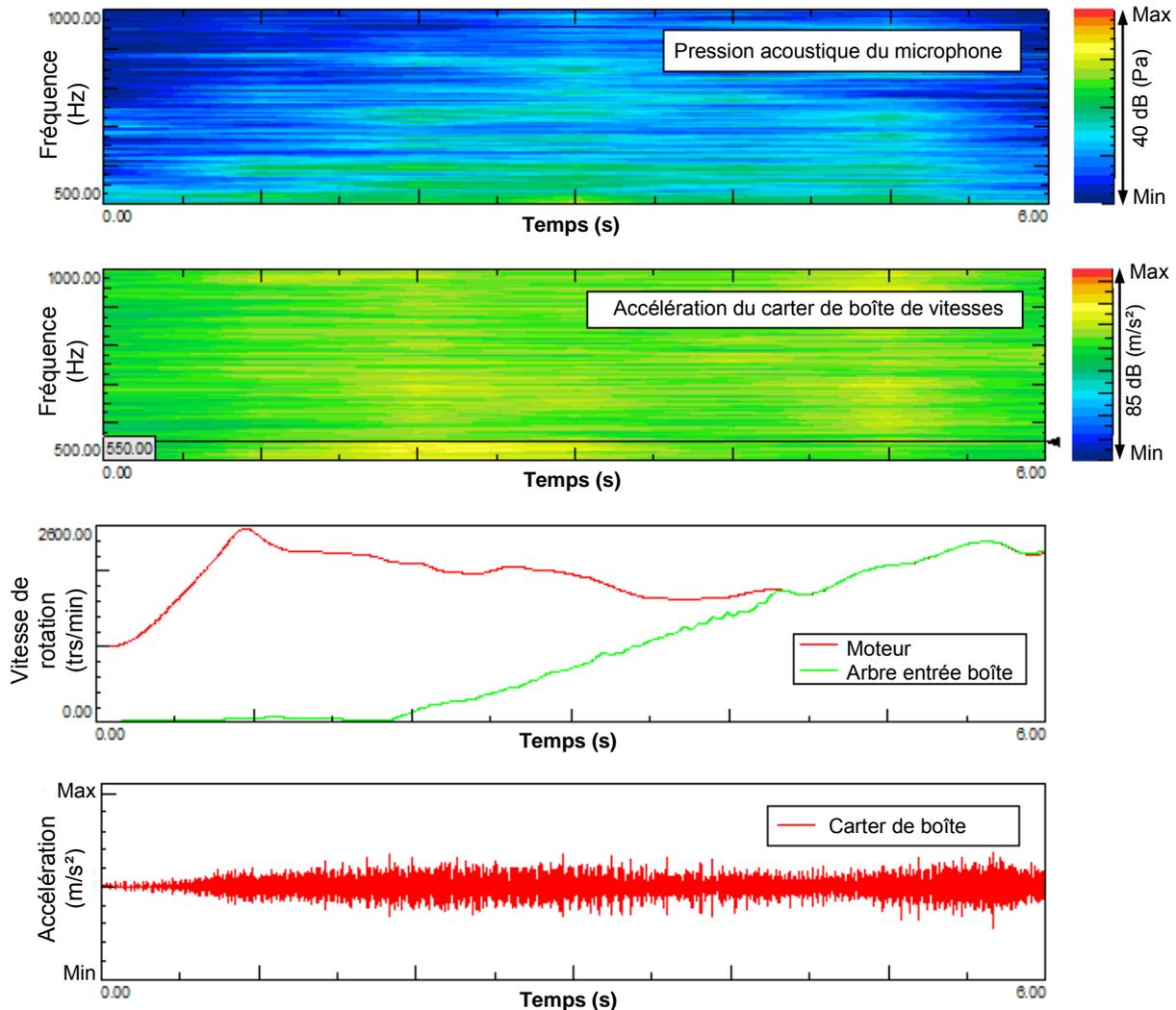


Figure 3-20 : Rapport d'amortissement  $A_r$  et fréquences des modes doubles pour un système amorti avec disque de friction dissymétrique

### 3.4.3. ESSAI SUR VEHICULE AVEC LE DISQUE DISSYMETRIQUE

Pour s'assurer du bien-fondé des conclusions issues de la simulation, un essai sur véhicule a été mené avec le disque de friction dissymétrique, au lieu du disque axisymétrique. Les résultats expérimentaux illustrés dans la Figure 3-21 se révèlent conformes aux attentes. En effet, nous remarquons que les niveaux d'accélération du carter boîte, ainsi que ceux de pression acoustique de l'habitacle, ont été atténués. De plus, aucune nuisance n'a été constatée lors d'une multitude de tentatives de démarrage en côte. Ces tests confirment donc l'exactitude des résultats numériques. En outre, ils prouvent également que le disque de friction dissymétrique est une solution performante pour supprimer le crissement d'embrayage perçu dans cette application.



**Figure 3-21 : Mesure sur véhicule du crissement avec le disque de friction dissymétrique**

Notons en dernier lieu que la solution technologique du disque de friction dissymétrique, a été concrétisée par un brevet.

## 3.5. CONCLUSION DU CHAPITRE 3

A travers ce chapitre, le modèle éléments finis a permis de mettre en évidence le phénomène d'instabilité par flottement à l'origine du crissement d'embrayage. La propension au crissement a été étudiée sur la base de l'analyse aux valeurs propres complexes. Sans amortissement, les résultats numériques ont mis en évidence deux modes instables dans une gamme de fréquence allant jusqu'à 700 Hz. Ces instabilités latentes dans l'embrayage

sont dues au couplage sous conditions de frottement des modes doubles du système en raison de son axisymétrie. En effet, le contact frottant en situation de glissement fournit une interaction entre une paire de modes doubles pour conduire à l'instabilité. Celle-ci peut être considérée comme étant un mode à amortissement négatif. L'introduction de l'amortissement dans le modèle a réduit le nombre de modes instables à un seul. Ce dernier a également vu son rapport d'amortissement diminuer, mais pas assez pour le stabiliser. Ce mode instable a quasiment la même fréquence que celle mesurée sur véhicule. Ceci illustre l'effet de l'amortissement sur l'instabilité de flottement et démontre aussi la nécessité de la prise en compte de l'amortissement dans la prédiction du crissement.

Une étude de sensibilité a montré que le coefficient de frottement et la pression de contact affectent l'instabilité de flottement. En effet, un accroissement de ces paramètres augmente les chances de générer cette instabilité dans l'embrayage.

Finalement, une modification de la géométrie a été mise au point dans le but de trouver une solution pour supprimer le crissement. Celle-ci consiste à briser l'axisymétrie du disque de friction par une conception dissymétrique de ce dernier. De fait, le disque a été assoupli sur un diamètre pour créer une différence de raideur de flexion, afin de séparer les fréquences des modes doubles de celui-ci. Les résultats numériques et expérimentaux sont notables. Ils démontrent que cette solution est efficace face au crissement d'embrayage dans ce cas d'étude. Notons par ailleurs, qu'une solution dissymétrique devrait être conçue dans le mécanisme d'embrayage dans un cas où le crissement d'embrayage est produit par le mode instable du (mode 4i).

# CHAPITRE 4: REPONSE DE LA CHAÎNE CINEMATIQUE SOUS EXCITATION AXIALE FORCEE (CAS DU GRAILLONNEMENT)

D'après les résultats expérimentaux exposés dans le premier chapitre, menés sur banc d'essais et sur véhicule, les vibrations axiales provenant du moteur sont primordiales dans la génération du bruit de « grailonnement » de boîte au décollage du véhicule. De plus, une corrélation a été identifiée entre l'occurrence du bruit et les vibrations torsionnelles de la boîte de vitesses. Partant de ce constat, nous nous intéressons dans ce chapitre à l'étude de la réponse forcée de la chaîne cinématique du véhicule, sur lequel ce phénomène NVH a été identifié. Pour ce faire, le modèle EF de l'embrayage validé dans le chapitre 2 sera utilisé. La chaîne de transmission du véhicule sera modélisée sous la forme d'un système inertie-ressort, qui sera connecté au moyeu du disque de friction. Le mécanisme physique de déclenchement du phénomène vibro-acoustique sera investigué au travers d'une analyse en réponse forcée de la chaîne cinématique complète intégrant l'embrayage et la boîte de vitesses. En outre, une étude de sensibilité sera réalisée sur des paramètres clés pour analyser leur impact sur la réponse vibratoire. Finalement, une solution technologique sera suggérée pour éliminer cette nuisance sonore.

## 4.1. ANALYSE MODALE DE LA CHAÎNE DE TRANSMISSION

Avant de procéder à la description de la démarche adoptée pour la reproduction du grailonnement de boîte au décollage, il est essentiel de modéliser la chaîne de transmission et de valider son comportement dynamique séparément. D'une manière générale, bien que plusieurs modèles à plusieurs ddls aient été développés pour modéliser la dynamique de la transmission, seules les vibrations de torsion sont considérées dans la plupart d'entre eux. Ceci est motivé par le fait que la majorité des problématiques vibro-acoustiques de la transmission sont associées aux vibrations de torsion dans ce système. Le but de cette partie est donc de développer un modèle simple de la dynamique de torsion de la chaîne de transmission et de l'utiliser dans l'étude de la propagation des vibrations axiales d'embrayage dans la chaîne de transmission du véhicule.

Dans cette logique, la chaîne de transmission du véhicule est modélisée sous forme d'un système inertie-ressort-amortisseur. Le modèle est composé de l'arbre primaire de la boîte nécessaire pour représenter les bonnes conditions aux limites du moyeu du disque de friction, ainsi que de trois inerties et trois couples de ressort-amortisseur torsionnels. Les inerties représentent la boîte de vitesses et le différentiel, les roues et le véhicule. Des corps de forme cylindrique sont donc créés pour représenter les inerties de la chaîne de transmission. Elles sont guidées en rotation par un support cylindrique qui autorise la rotation du corps uniquement suivant l'axe de rotation de l'embrayage. Notons que ces formes géométriques sont de faible inertie et à rigidité infinie afin de ne pas influencer les grandeurs d'inertie insérées dans ces corps. Les raideurs et les amortissements de torsion sont quant à eux associés au sous-ensemble boîte de vitesses et différentiel, aux arbres de transmission et aux pneus. Le système de transmission est représenté dans la Figure 4-1.

La détermination des caractéristiques vibratoires en torsion d'une transmission est simplifiée si et seulement si le système réel est remplacé par un système dynamique équivalent. En d'autres mots, dans le modèle équivalent, tous les arbres et engrenages qui forment les inerties, tournent à la même vitesse angulaire moyenne. Il est habituel de choisir l'un des arbres du système d'origine comme arbre de référence et de renvoyer toutes les quantités à celui-ci. En effet, les énergies cinétiques et potentielles de chaque élément dans

le système équivalent doivent être égales à celles de l'élément correspondant dans le système d'origine. Cela signifie que pour tout moment d'inertie " $J$ " d'un arbre tournant à " $i$ " fois la vitesse de l'arbre de référence, il représente un moment d'inertie " $Ji^2$ " dans le système équivalent, obtenu en assimilant l'énergie cinétique du système d'origine à celui du système équivalent. De même, la raideur et l'amortissement en torsion du système équivalent sont égales à " $i^2$ " fois ceux calculés dans leur axe d'origine. Les données de la chaîne de transmission fournies par le constructeur du véhicule sont reportées dans le Tableau 4-1. Il décrit ces paramètres dans leur axe de rotation d'origine et dans celui de l'embrayage.

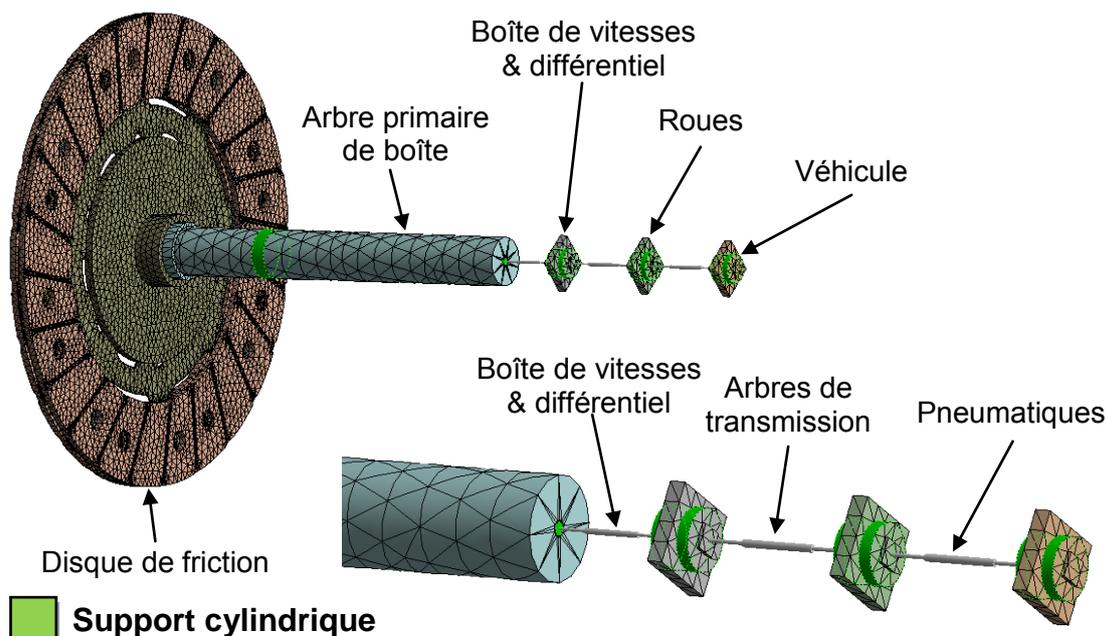


Figure 4-1 : Modèle de la chaîne de transmission

		Rapport de vitesse de la boîte $i_R$			
		Axe d'origine		Valeurs ramenées sur l'axe de référence (axe de l'embrayage)	
Composants		Rapport 1 (R1)	Rapport 2 (R2)	R1 ( $i_{R1}$ ) $= i_{boîte} * i_{diff}$ $= 0.23 * 0.26$ $= 0.061$	R2 ( $i_{R2}$ ) $= i_{boîte} * i_{diff}$ $= 0.40 * 0.26$ $= 0.106$
Inerties (kg.m <sup>2</sup> )	Boîte et différentiel	0.0104	0.0117	0.0104	0.0117
	2 Roues	1.8734	1.8734	0.0069	0.0210
	Véhicule	134.54	134.54	0.5060	1.5309
Raideurs (N.m/°)	Boîte et différentiel	54	124	54	124
	Arbres de transmission (gauche et droite)	329	329	1.2242	3.6966
	2 Pneus	680	680	2.5302	7.6404
Coefficients d'amortissement (N.m/rad/s)	Boîte et différentiel	2.85	2.85	2.85	2.85
	Arbres de transmission	3	3	0.0111	0.0337
	Pneus	20	20	0.0744	0.2247

Tableau 4-1 : Données de la chaîne de transmission

Afin de reproduire le comportement dynamique de la chaîne de transmission, une analyse modale a été réalisée sur une plage de fréquence de 1 à 600 Hz. Seuls les modes de vibration en torsion du système ainsi que ceux de flexion de l'arbre d'entrée de boîte et du disque de friction seront considérés. Retenons que nous ne disposons pas de résultats expérimentaux concernant les modes de vibration en torsion de la transmission. Par contre, les modes doubles de flexion de l'arbre primaire de la boîte et du disque de friction, sont comparés aux mesures menées par un essai au marteau d'impact, suivant la même procédure que celle décrite dans le chapitre précédent.

Le Tableau 4-2 et la Figure 4-2 présentent respectivement les fréquences propres et les déformées modales de la chaîne de transmission. Dans cette gamme de fréquences, il existe trois modes de torsion (C-1 ; C-2 ; C-3) et la paire de modes doubles de flexion du disque de friction et de l'arbre primaire de la boîte (6-a ; 6-b). Le premier mode de torsion (mode C-1) implique le disque de friction et la boîte de vitesses. Le second (mode C-2) est un mode de roues. Le troisième (mode C-3) est un mode faisant de nouveau participer le disque de friction et la boîte, par contre dans ce cas, les deux éléments sont en déphasage. La confrontation des résultats numériques des modes de flexion avec les mesures par marteau d'impact, révèle une grande similitude, que ce soit en termes de déformées modales ou fréquences propres.

Modes	Fréquence propre (Hz)		Expérimentale	Ecart (%)	
	Numérique			R1	R2
	R1	R2			
C-1	8.82	13.65	–	–	
C-2	29.31	30.36	–	–	
C-3	149.21	217.37	–	–	
6-a	382.5		390±1	1.9	
6-b	384.9			1.3	

**Tableau 4-2 : Comparaison des fréquences propres numériques et expérimentales des modes de torsion et de flexion de la chaîne de transmission**

## 4.2. ANALYSE EN REPONSE FORCEEE

### 4.2.1. DEMARCHE DE SIMULATION

Le modèle EF de l'embrayage développé et validé en statique et en dynamique dans le chapitre 2 est utilisé dans cette section. Il est couplé au modèle de la chaîne de transmission décrit plus haut par une liaison rigide.

Les signaux temporels expérimentaux mesurés sur le volant moteur et sur l'arbre d'entrée de la boîte de vitesses, affichent une variation périodique et sinusoïdale dépendante du temps, voir la Figure 4-3 et la Figure 4-4. De ce fait, les mouvements et les charges seront traduits par des spectres de fréquence. Il convient à cet effet d'employer la technique du mouvement forcé, basée sur le principe de la superposition modale, tel que décrit dans la partie 2.4.2.2. Pour rappel, cette méthode consiste tout d'abord à se positionner autour d'un point de fonctionnement afin de calculer l'équilibre statique du système. La course de butée est limitée entre 4 et 5 mm, puisque le phénomène de graillonnement de boîte au décollage du véhicule y a été perçu. Ensuite, le glissement est forcé au niveau du contact frottant des garnitures ( $\mu=0.4$ ), voir la Figure 4-5.

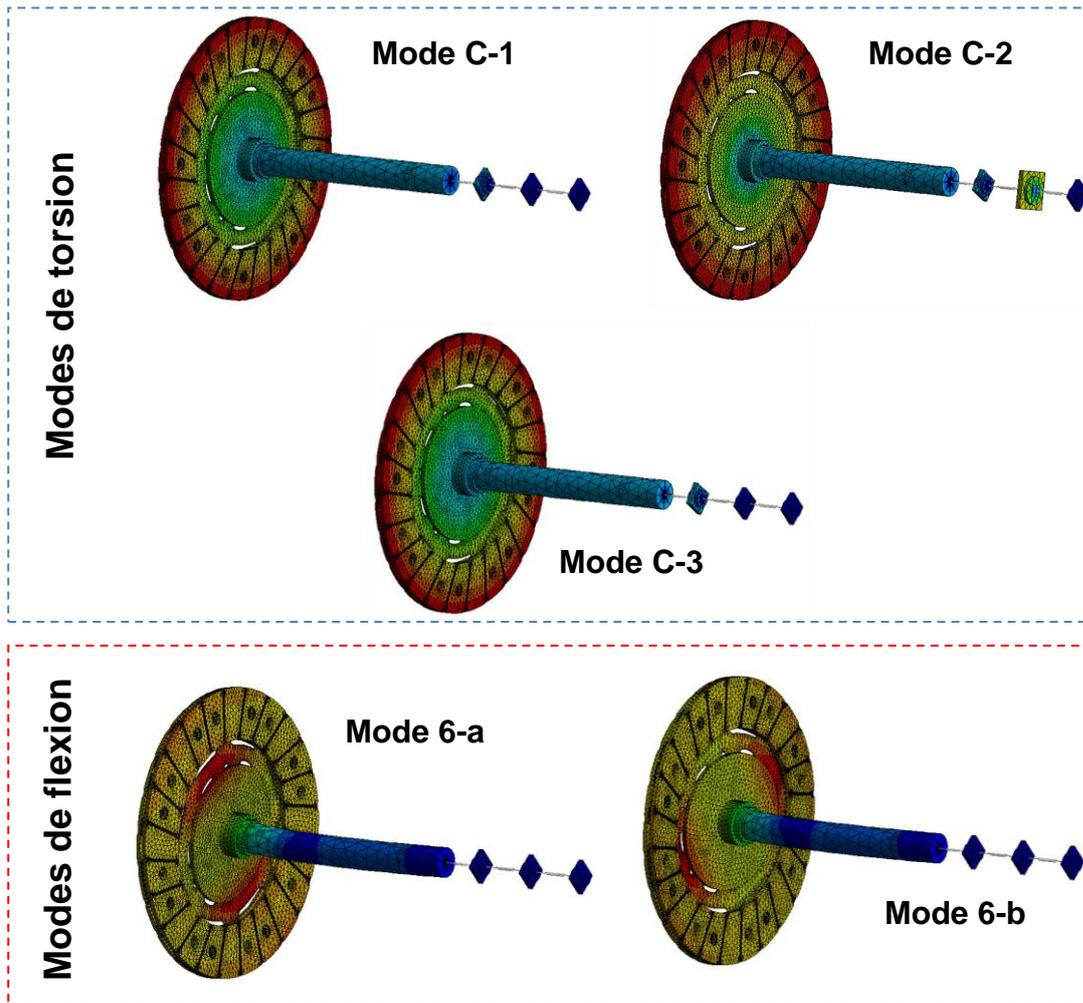


Figure 4-2 : Déformées modales de la chaîne de transmission

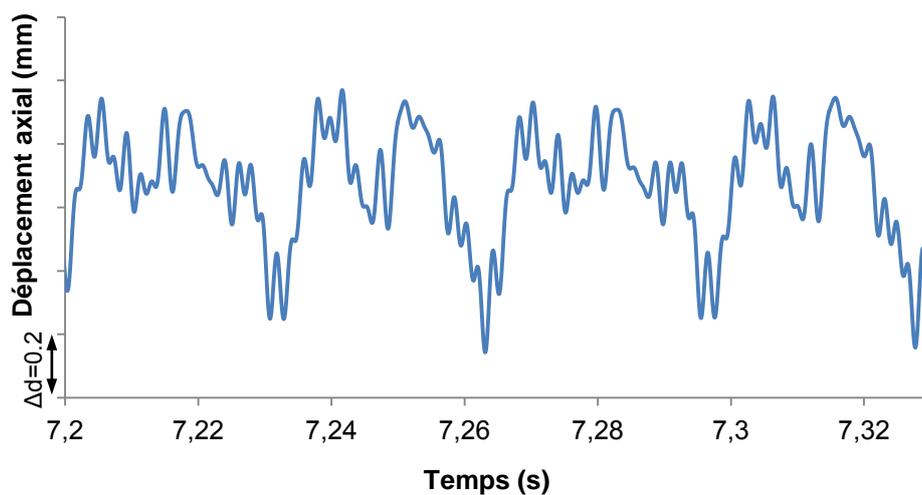
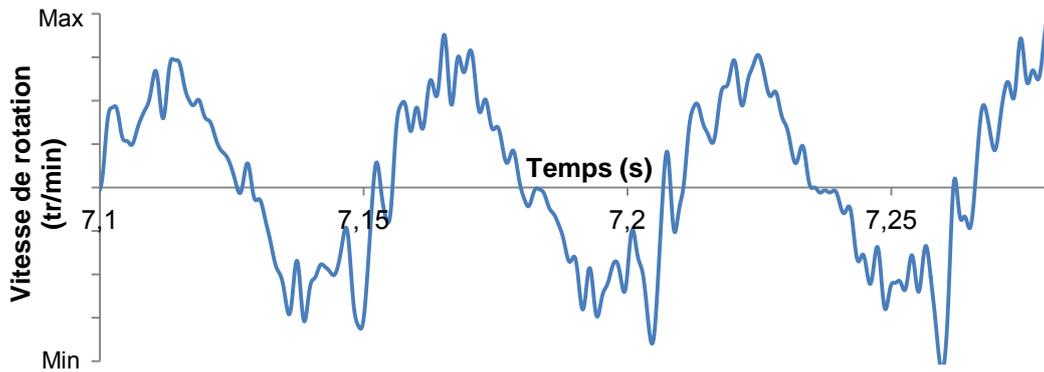


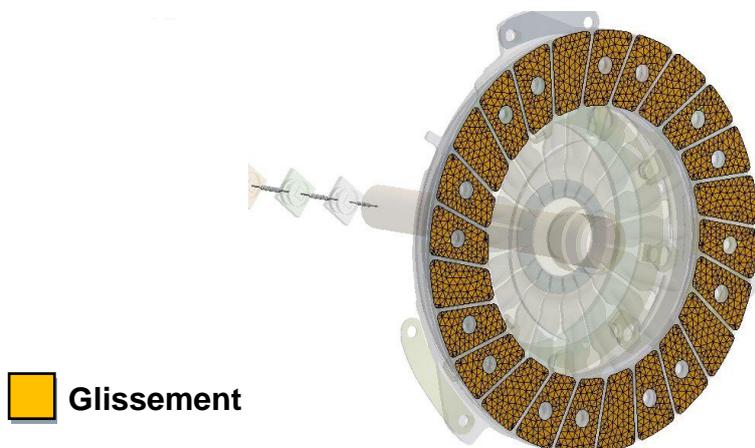
Figure 4-3 : Signal temporel expérimental du déplacement axial du volant moteur à 2200 tr/min



**Figure 4-4 : Signal temporel expérimental de la vitesse de rotation de l'arbre secondaire de boîte à 2200 tr/min**

Le problème aux valeurs propres est par la suite résolu afin de déterminer la base modale et les facteurs de participation modaux de la structure, nécessaires pour l'analyse spectrale. Finalement, la réponse forcée de la chaîne cinématique à l'égard d'une excitation axiale est évaluée, dans une gamme de fréquences allant de 1 à 400 Hz. Une vue d'ensemble des étapes suivies dans cette simulation, est illustrée dans la Figure 4-6.

Dans la dernière phase de la procédure de simulation, un déplacement axial pour un régime moteur donné est introduit sur deux surfaces du modèle, voir Figure 4-7. La première est localisée sur la surface d'assemblage entre le volant primaire et le vilebrequin. La seconde est située au niveau de la seconde couronne du couvercle, qui représente le contact entre le volant secondaire et le roulement du DVA. Cette excitation axiale est obtenue à partir de mesures sur véhicule au niveau du volant moteur. Le spectre de fréquence du déplacement axial du volant moteur, est déterminé en convertissant le signal de cette excitation du domaine temporel au fréquentiel, par le biais d'une transformée de Fourier discrète. Les spectres de fréquence du déplacement axial au volant moteur mesurés pour différents régimes du moteur, sont représentés dans la Figure 4-8. A première vue, les pics des harmoniques du demi-ordre du moteur ( $H_{n \times 0,5}; n \in \mathbb{N}$ ) se distinguent nettement des autres fréquences, en notant un écart en fréquence entre ceux-ci, qui croît de toute évidence avec le régime moteur. De plus, les amplitudes évoluent en fonction de la fréquence. Etant donné qu'un seul capteur de déplacement a été installé sur le volant moteur, en raison de l'encombrement du système étudié, deux formes de sollicitations de la structure étaient possibles: pompage ou flexion. Dans un premier temps, les simulations seront réalisées sous l'effet d'une excitation de la structure en pompage. L'excitation en flexion sera abordée plus loin dans ce chapitre.



**Figure 4-5 : Statut du contact frottant après analyse statique**

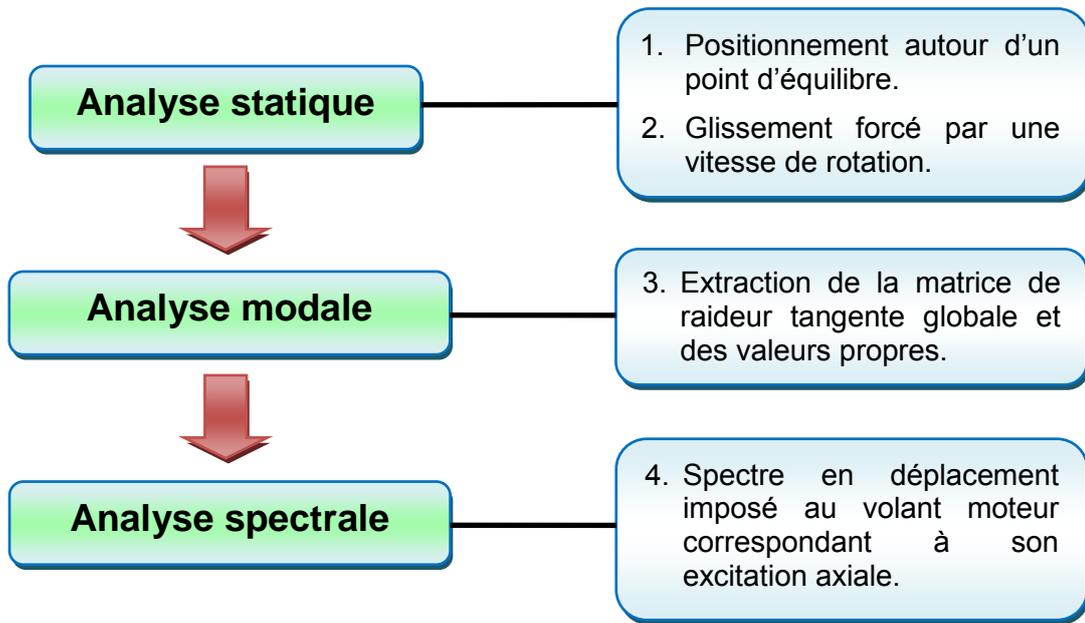


Figure 4-6 : Démarche du calcul de la réponse forcée par superposition modale

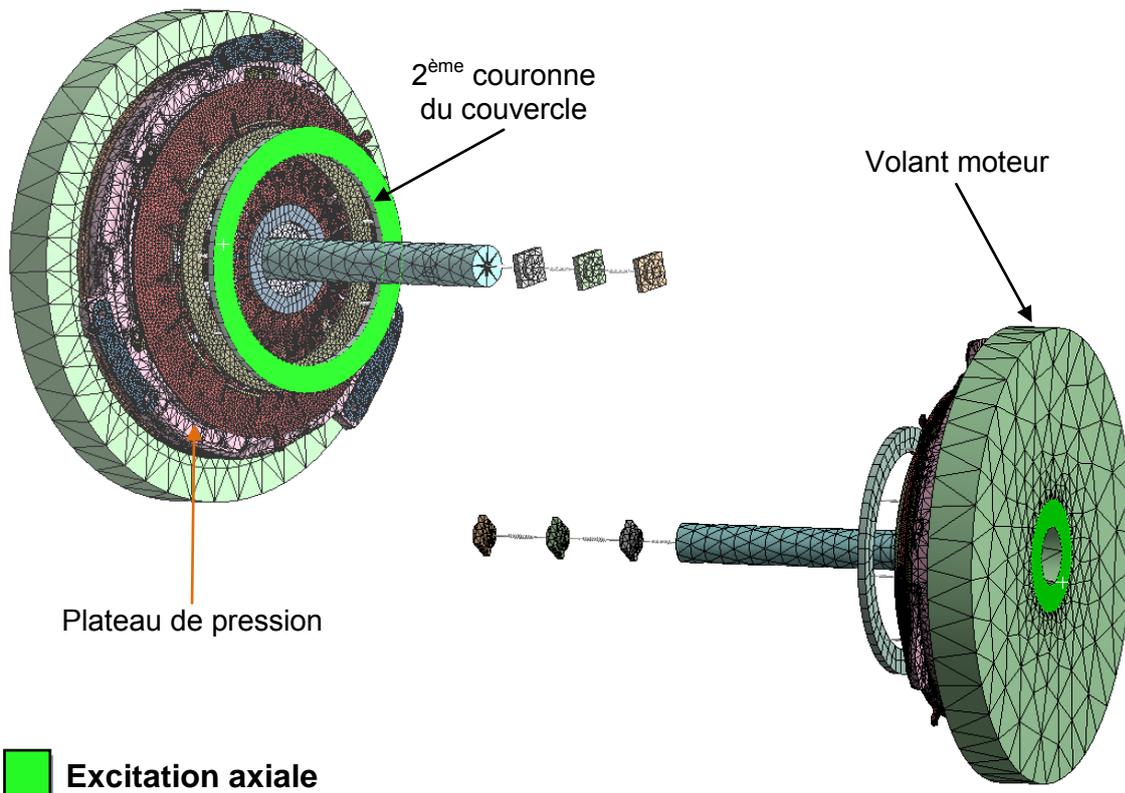
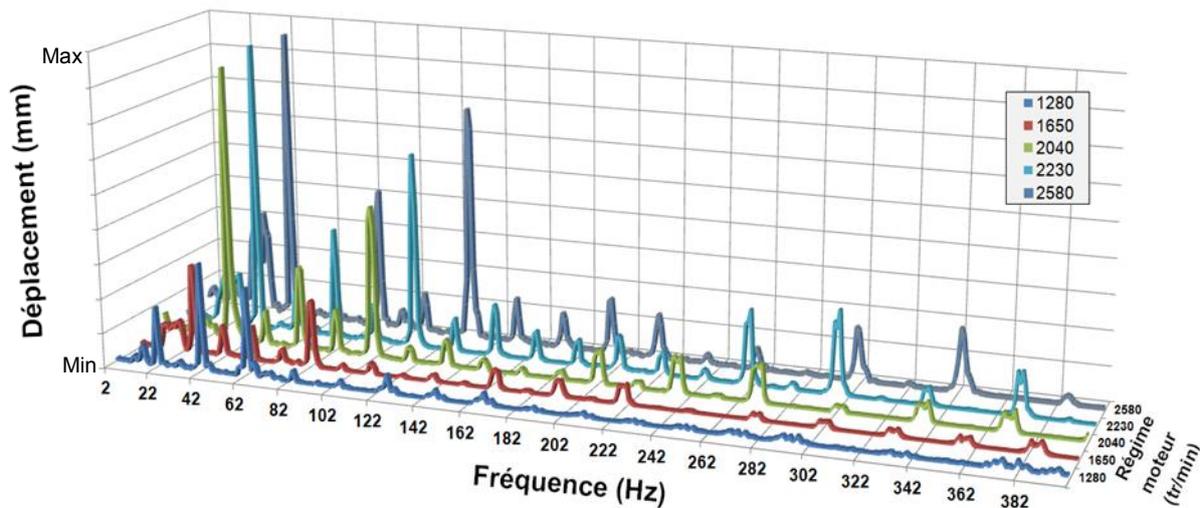


Figure 4-7 : Zones d'excitation axiale du modèle global EF de la chaîne cinématique



**Figure 4-8 : Spectres du déplacement axial du volant moteur mesuré pour différents régimes moteur**

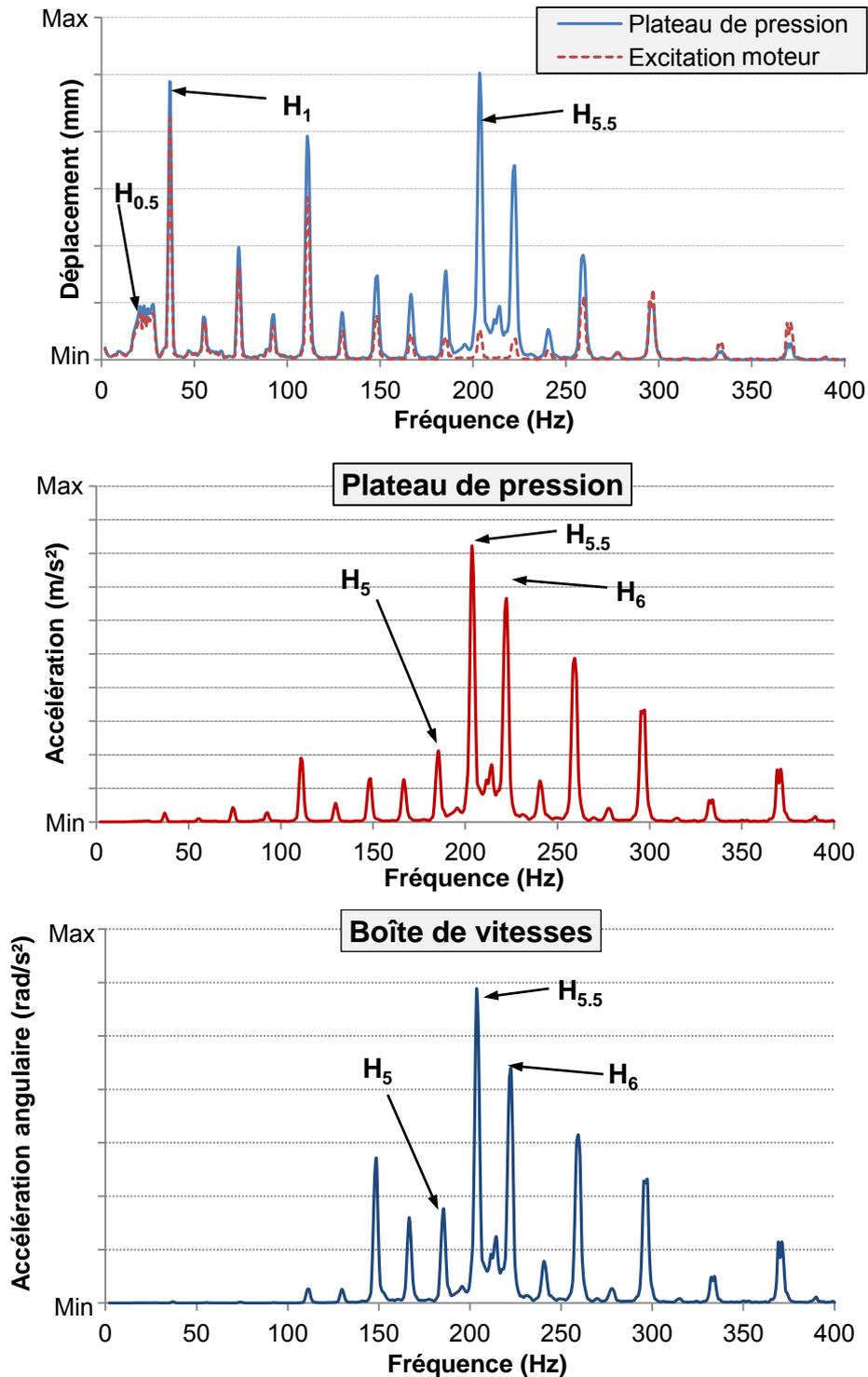
#### 4.2.2. MECANISME PHYSIQUE DE GENERATION DU GRAILLONNEMENT AU DECOLLAGE

Un premier de calcul est réalisé pour une position de butée de 4.9mm, un régime moteur de 2230 tr/min, une excitation axiale en pompage et un rapport de vitesse de boîte fixé en première. Notons aussi que pour ce type d'analyse, le temps de calcul avoisine 14h pour une configuration donnée, sur une station de calcul équipée d'un processeur de 16 cœurs, une fréquence d'horloge CPU de 3.5 GHz et 48 Go de RAM. L'analyse statique cumule à elle seule 95% du temps de calcul total.

Les réponses vibratoires du plateau de pression et de la boîte de vitesses sont tracées en fonction de la fréquence dans la Figure 4-9. Le déplacement montre un spectre de réponse large bande tandis que l'accélération fait apparaître des hautes fréquences. Ceci s'explique par le fait que l'accélération est proportionnelle au carré de la pulsation. L'accélération angulaire de la boîte de vitesses, indicateur du graillonnement de boîte, révèle un niveau élevé à 204 Hz. Cette dernière correspond à la fréquence identifiée sur les mesures sur véhicule (218Hz) (cf. Figure 1-18). La réponse vibratoire au plateau de pression montre une amplification significative par rapport l'excitation imposée, à la même fréquence. Celle-ci correspond à la fréquence propre du mode de pompage du mécanisme d'embrayage (mode N°3), voir la Figure 4-10. Ceci dit, ces conditions de résonance se produisent lorsque l'une des contributions spectrales des harmoniques du demi-ordre moteur, coïncide ou avoisine la fréquence propre du mode N°3. Dans ce cas de figure, la contribution spectrale de l'harmonique 5.5 ( $H_{5.5}$ ) est considérée comme responsable de cette amplification.

Dans le but de décrypter le mécanisme physique engendrant ce phénomène vibro-acoustique, ainsi que de mettre en avant la voie de propagation de l'excitation axiale vers l'accélération angulaire de la boîte, des réponses vibratoires supplémentaires en différents points de la chaîne cinématique, sont transcrites dans les figures qui suivent. En effet, le déplacement axial du volant moteur, provoqué par la flexion du vilebrequin, excite le mode de pompage du mécanisme d'embrayage (mode N°3). Ceci produit une résonance du mode en question, ce qui se traduit par une amplification axiale de la réponse vibratoire du mécanisme d'embrayage, notamment du plateau de pression. Le pompage du plateau de pression produit donc une fluctuation de l'effort normal à la fréquence du mode N°3, au niveau de la piste de frottement des garnitures, voir la Figure 4-11. Par l'intermédiaire du coefficient de frottement, ceci conduit à une variation de la composante tangentielle de

l'effort au contact lors de l'excitation de ce mode de vibration, voir Figure 4-12. Un couple oscillant dynamique est alors généré, qui se transmet par la suite à la boîte de vitesses, voir la Figure 4-13. L'apparition de ce couple induit une amplification de l'accélération torsionnelle de l'arbre primaire de boîte via l'inertie de ce système, qui peut être à l'origine des entrechocs des pignons fous de la boîte de vitesses, qui se manifestent finalement par le phénomène vibro-acoustique du grailonnement au décollage du véhicule, voir Figure 4-14.



**Figure 4-9 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique du véhicule sous l'effet d'une excitation axiale au volant moteur, par une analyse spectrale à 4.9mm de course butée, un régime moteur de 2230 tr/min et un rapport de vitesse de boîte en 1<sup>ère</sup> (R1)**

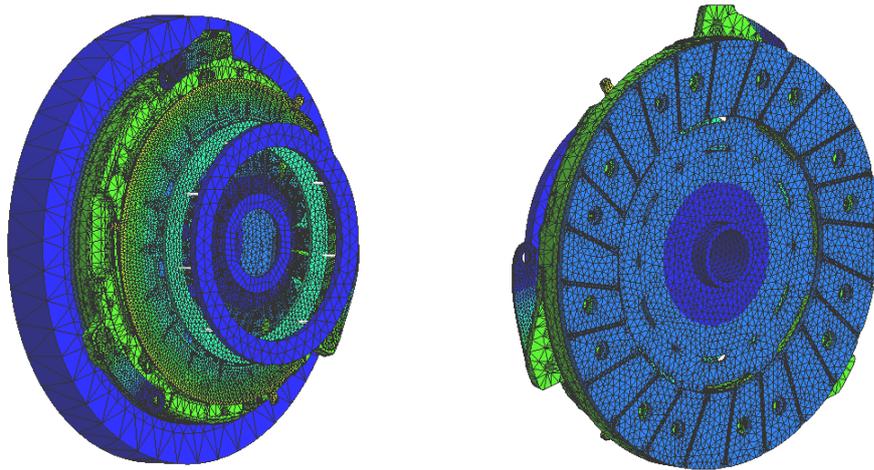


Figure 4-10 : Mode de pompage du mécanisme d'embrayage (mode N°3)

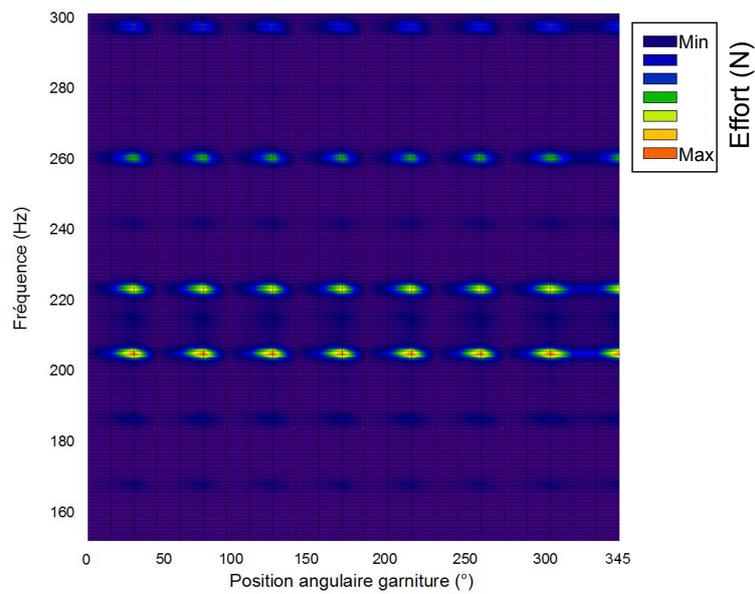
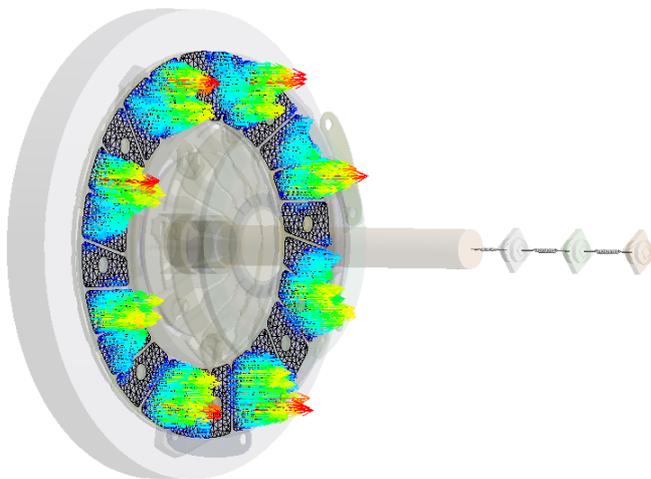
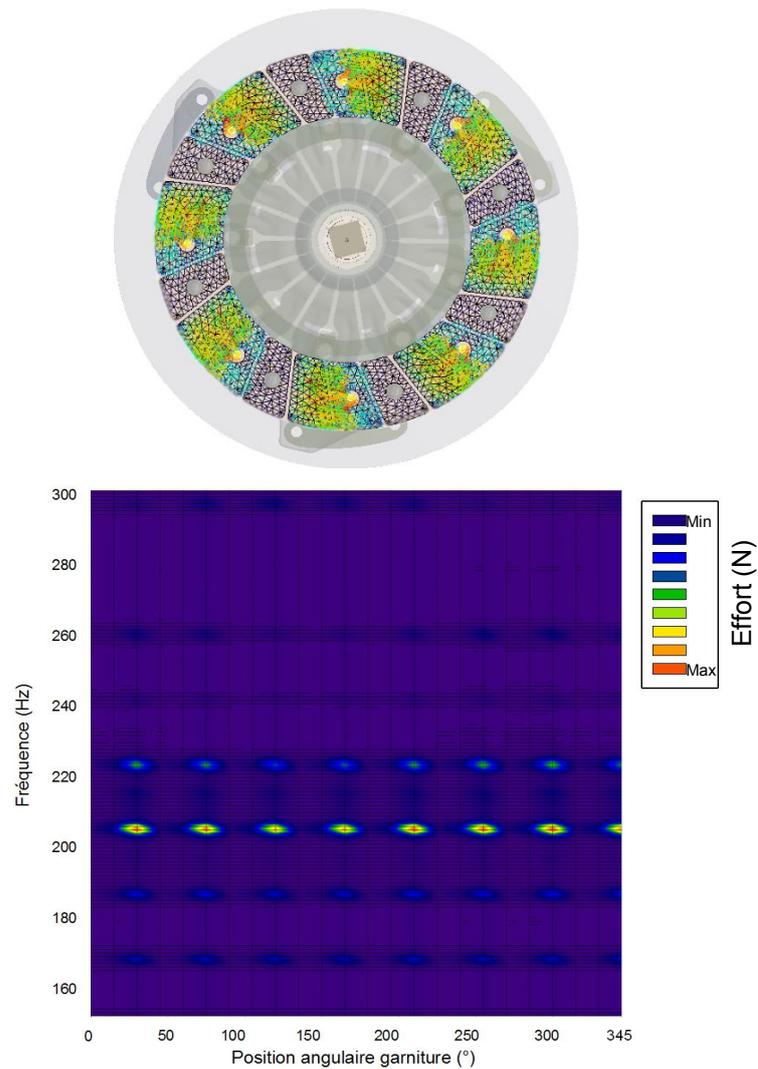
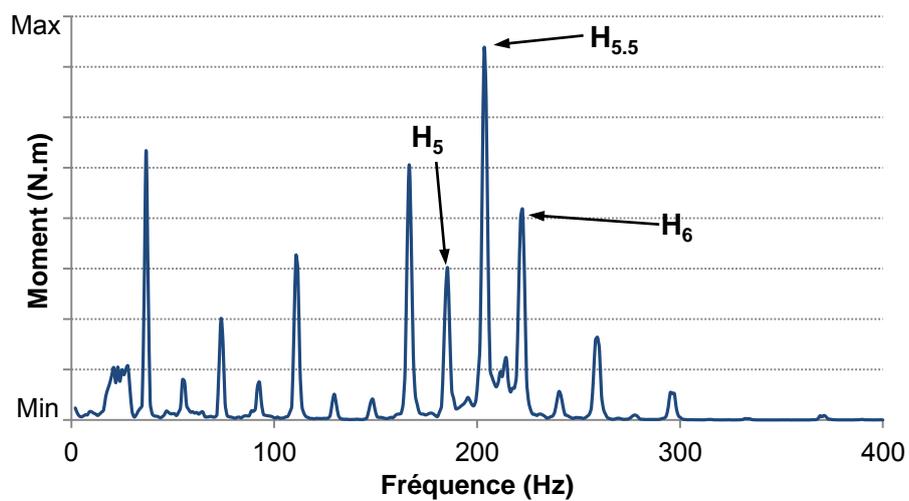


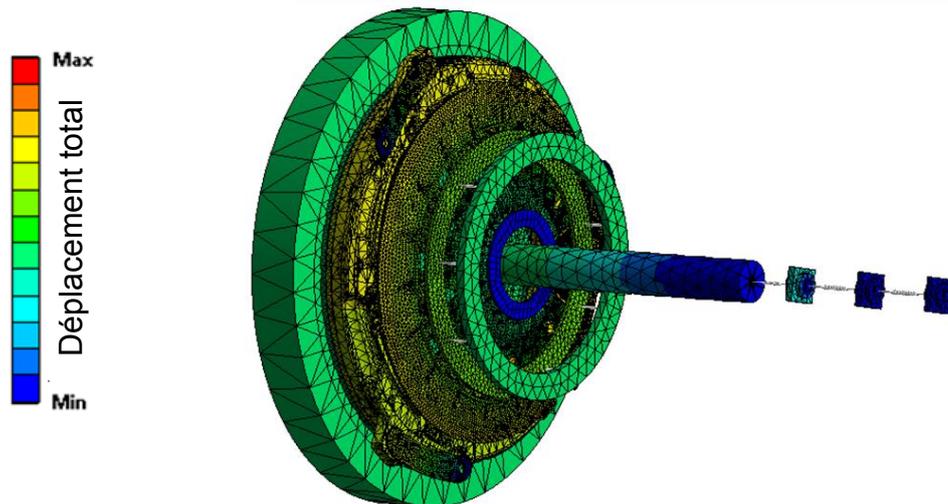
Figure 4-11 : Effort normal au contact des garnitures sous l'effet d'une excitation axiale au volant moteur par analyse spectrale



**Figure 4-12 : Effort tangentiel au contact des garnitures sous l'effet d'une excitation axiale au volant moteur par analyse spectrale**



**Figure 4-13 : Couple dynamique au niveau du moyeu de friction transmis à la boîte de vitesses**



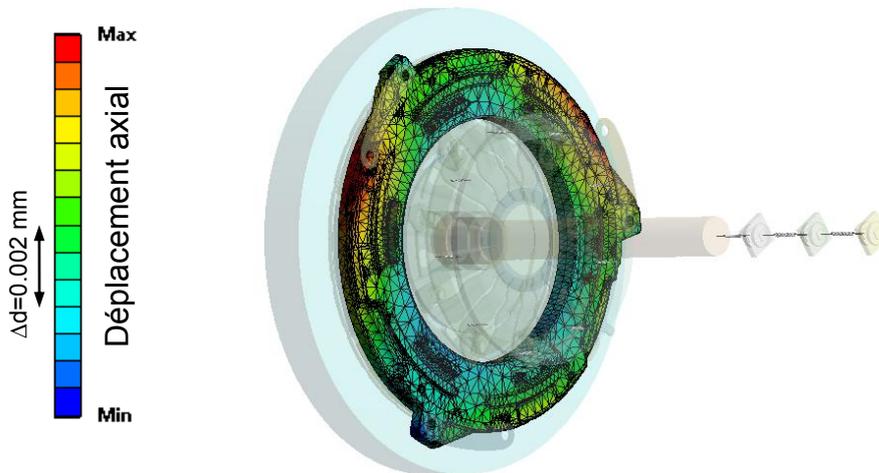
**Figure 4-14 : Réponse vibratoire en déplacement total de la chaîne cinématique sous excitation axiale au volant moteur par analyse spectrale**

D'après les résultats numériques des efforts au contact, nous constatons que le rapport entre la composante tangentielle et normale n'atteint pas la valeur du coefficient de frottement ( $\mu=0.4$ ) imposée dans le modèle. En effet, cette grandeur avoisine un coefficient de frottement de 0.3 à la fréquence du mode N°3. De ce fait, une simple application de la règle de trois nous apprend que le couple dynamique aurait dû être égal à 1.96 N.m au lieu de 1.46 N.m, à la fréquence de résonance du mode N°3 (204 Hz). Cet écart s'explique par le fait que le principe d'une analyse dynamique basée sur la méthode de superposition modale, repose sur la considération d'une matrice globale symétrique du système. De ce fait, les termes proportionnels au coefficient de frottement présents dans les termes extra-diagonaux de la matrice de raideur tangente globale  $[K_t^T]$  sont modifiés. Ceci influence donc le résultat de simulation en termes d'amplitude, mais ne remet pas en cause le mécanisme physique de déclenchement du phénomène vibro-acoustique.

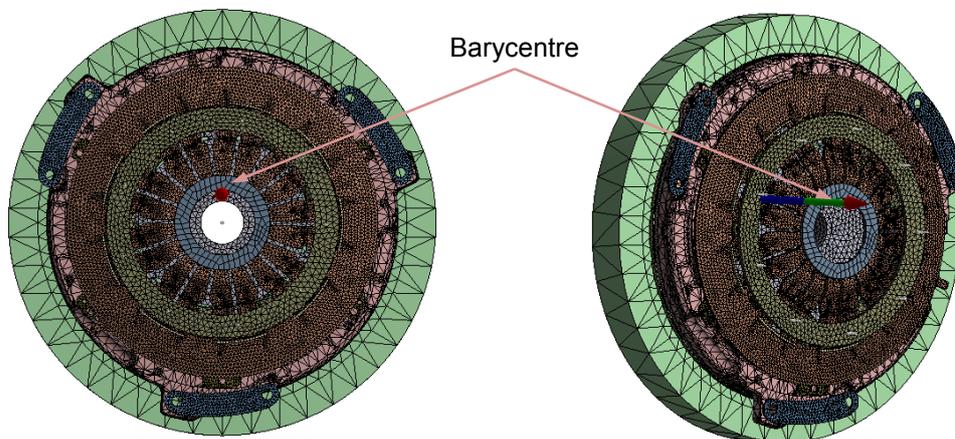
Retenons par ailleurs que le couple dynamique produit dans l'embrayage n'est pas le résultat d'une déformée modale purement axiale du mode N°3, voir Figure 4-15. En effet, la légère dissymétrie du système d'embrayage, introduit un déséquilibre dans la répartition de l'effort normal. En d'autres termes, l'effort de plaquage du plateau de pression sur le disque de friction n'est pas uniforme sur les huit pales du disque de progressivité, comme cela est illustré dans la Figure 4-11. Par conséquent, le barycentre de l'effort normal se voit éloigné du centre passant par l'axe de rotation, voir Figure 4-16. De ce fait, plus la dissymétrie de l'embrayage est importante, plus ce décalage sera important et la composante radiale impliquée également. Ceci aura alors un impact sur la répartition de l'effort tangentiel au contact, et donc sur le couple transmis vers la boîte de vitesses. Notons que cette répartition d'efforts sera plus déséquilibrée dans le cas où les géométries réelles du couvercle et du système de rattrapage d'usure seraient considérées. Cette disparité a d'ailleurs été constatée sur les trois réponses vibratoires en accélération du plateau de pression lors des essais sur pot vibrant (cf. Figure 2-21). Ce résultat prouve que la conversion des vibrations axiales en torsionnelles, qui survient au niveau du disque de friction, est plus complexe que prévue.

Dans le but d'estimer le degré d'influence de la dissymétrie sur le couple transmis, nous considérons que l'embrayage est totalement axisymétrique. Dans ce cas, le couple dynamique transmis à la boîte de vitesses pourrait être estimé à partir de la formule suivante :

$$C_{dyn} = 2 * \mu * R_{moy} * F_{N_{dyn}} \quad (4.1)$$



**Figure 4-15 : Champ de déplacement axial du plateau de pression sous l'effet d'une excitation en pompage du volant moteur lors de la résonance du mode N°3**



**Figure 4-16 : Position du barycentre de l'effort normal au contact des garnitures**

Avec :

$C_{dyn}$  : Couple dynamique transmis à la boîte de vitesses ;

$\mu$  : Coefficient de frottement défini sur la surface des garnitures ;

$R_{moy}$  : Rayon moyen de la garniture ;

$F_{Ndyn}$  : Effort normal dynamique résultant de la résonance du mode de pompage du mécanisme d'embrayage ;

Pour ce cas de figure, le couple dynamique est évalué à :

$$C_{dyn} = 2 * 0.4 * 0.098 * 26.1 = 2.04 \text{ N.m} \quad (4.2)$$

La comparaison des valeurs du couple dynamique transmis à la boîte, issues d'une part de la simulation par éléments finis (1.96 N.m) et d'autre part du calcul analytique (2.04 N.m), révèle un écart infime de 4%. Ceci démontre que le couplage entre les vibrations axiales et torsionnelles qui survient sur la piste de frottement des garnitures, peut s'exprimer suivant l'équation (4.1), afin d'estimer les réponses vibratoires de la boîte de vitesses en accélération angulaire par l'intermédiaire de son inertie. De ce fait, la géométrie de l'embrayage peut être considérée comme totalement axisymétrique.

### 4.2.3. ANALYSE DE SENSIBILITE

Une étude paramétrique a été menée afin de déterminer la sensibilité des réponses vibratoires à des paramètres clés : position de la butée, régime du moteur, rapport de vitesse engagé et forme de l'excitation axiale au volant moteur. Les résultats numériques, au niveau de la boîte et du plateau de pression, sont représentés sous forme de spectrogramme. Ces tracés montrent la variation de l'amplitude de la réponse vibratoire par rapport à l'excitation axiale du volant moteur, en fonction de la fréquence et pour différentes positions de butée d'un pas de 0.1 mm.

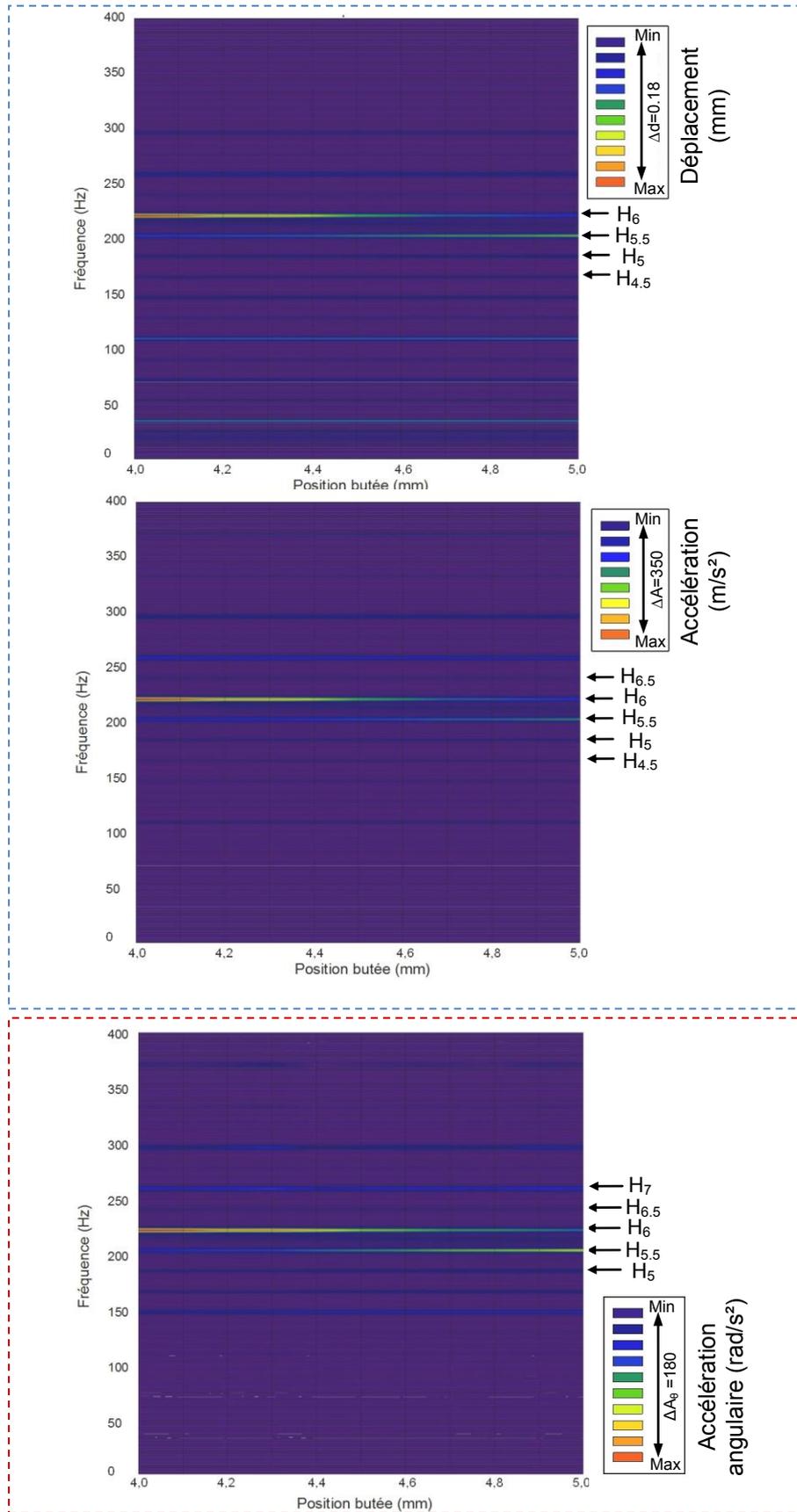
#### 4.2.3.1. POSITION DE BUTEE

Pour ce premier cas, les simulations sont réalisées en rapport 1 de boîte et à un régime moteur de 2200 tr/min. L'excitation axiale du vilebrequin correspondante mesurée est injectée dans le modèle. Les résultats sont présentés dans la Figure 4-17. Dans un premier temps, les harmoniques multiples du demi-ordre moteur sont nettement visibles sur les réponses vibratoires. De plus, il est à noter que la fréquence propre du mode de pompage du mécanisme d'embrayage (mode N°3) évolue entre 212 et 220 Hz, en parcourant la position de butée de 5 à 4 mm. Ainsi pour ce régime moteur, cette fréquence se situe entre les deux contributions spectrales de la sollicitation axiale du vilebrequin d'ordre 5.5 ( $H_{5.5}=202$  Hz) et d'ordre 6 ( $H_6=220$  Hz). De ce fait, la réponse vibratoire à l'harmonique 6 ( $H_6$ ) dispose de l'amplitude maximale dans cette course, vu qu'elle coïncide avec la fréquence propre du mode N°3. Ce pic voit son amplitude chuter lorsque la position de la butée varie de 4 à 5 mm, car la fréquence propre du mode N°3 s'éloigne de l'harmonique 6 ( $H_6$ ) de l'excitation et se rapproche de celle d'ordre 5.5 ( $H_{5.5}$ ). A ce moment, la réponse vibratoire à la contribution spectrale d'ordre 5.5 de l'excitation devient plus importante comparée à celle d'ordre 6, lorsque la position de la butée tend vers 5 mm. La confrontation de ces résultats numériques avec ceux des tests sur véhicule exposés dans le premier chapitre (cf. Figure 1-18), explique d'une part la raison pour laquelle l'accélération angulaire de la boîte n'est pas similaire sur une course de butée, même à régime moteur constant. D'autre part, elle révèle un accord parfait en termes de fréquence : 220 Hz pour la simulation contre 219 Hz pour la mesure. Toutefois, un écart considérable est observé en termes d'amplitude pour l'accélération angulaire. Nous allons analyser dans les paragraphes suivants les raisons de cette différence.

#### 4.2.3.2. RAPPORT DE BOITE DE VITESSES

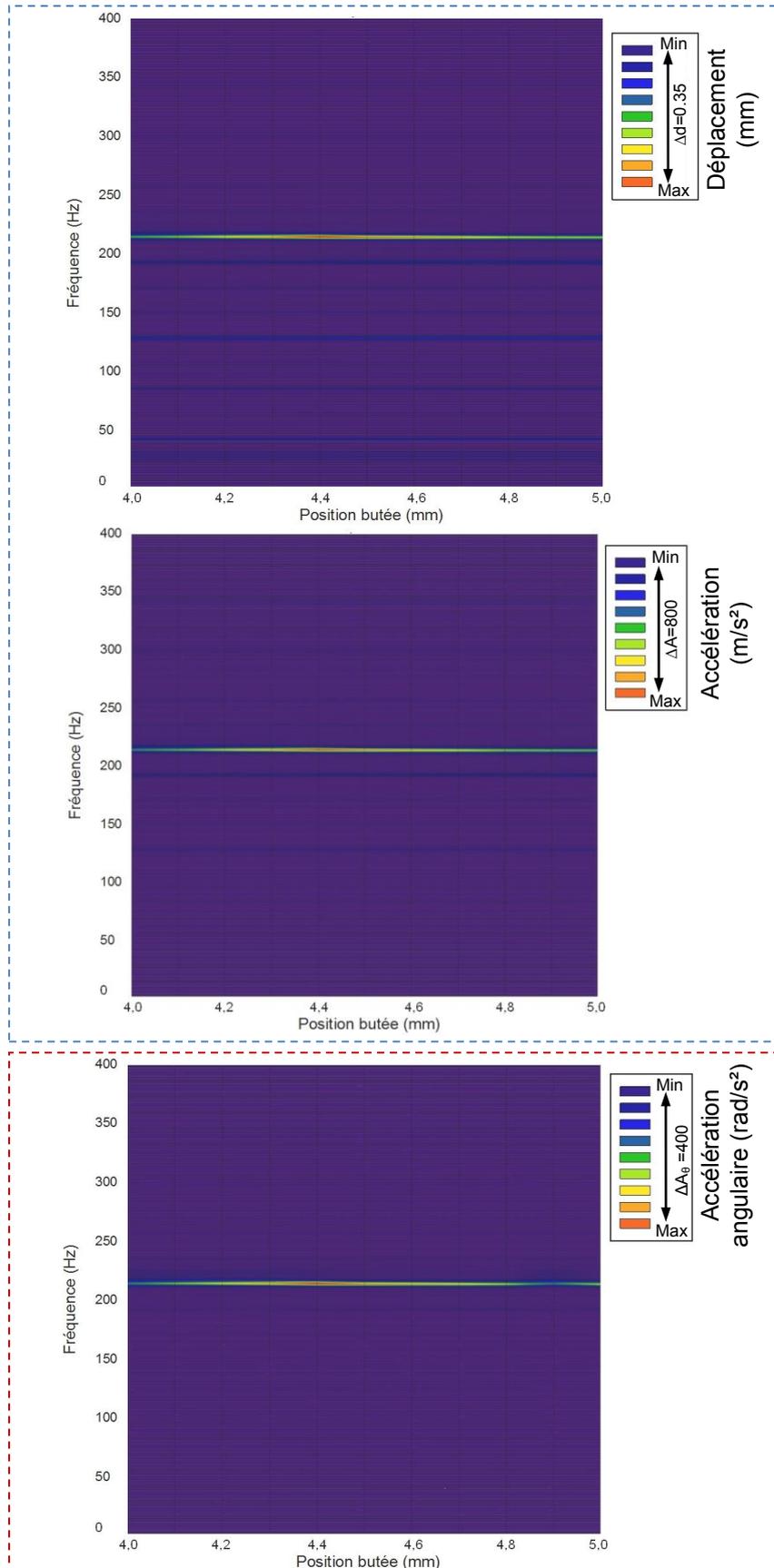
Les résultats numériques sont illustrés dans la Figure 4-18, pour une configuration en rapport 2 de boîte et une excitation axiale en pompage d'un régime moteur de 2580 tr/min. Il apparaît tout d'abord que les niveaux vibratoires sont élevés en comparaison avec le cas précédent réalisé en rapport 1. Cet accroissement peut s'expliquer a priori par un niveau élevé de l'excitation à 2580 tr/min comparé à celui mesuré à 2200 tr/min. Néanmoins ceci n'est pas suffisant pour atteindre un tel niveau. En réalité, cette amplification est due principalement à un couplage entre le mode de pompage du mécanisme (mode N°3) et le mode de torsion de la boîte (mode N°C-3), qui sont proches en termes de fréquence propre. En d'autres mots, la sollicitation axiale du volant moteur excite le mode N°3 de l'embrayage. Ce dernier excite à son tour le mode de torsion N°C-3 de la chaîne de transmission, ce qui amplifie la réponse vibratoire en accélération angulaire de la boîte. Ceci explique donc les niveaux élevés constatés aux essais sur véhicule en rapport 2 (cf. Figure 1-20). Par ailleurs, la fréquence excitée est quasiment identique à celle relevée sur véhicule : 214 Hz pour la simulation contre 209 Hz pour la mesure. Cependant, les niveaux d'accélération angulaire de la boîte de vitesses sont loin d'atteindre ceux observés sur véhicule.

## Plateau de pression



**Figure 4-17 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique sous l'effet d'une excitation axiale en pompage à un régime moteur de 2200 tr/min et un rapport de boîte de vitesses 1 (R1)**

## Plateau de pression



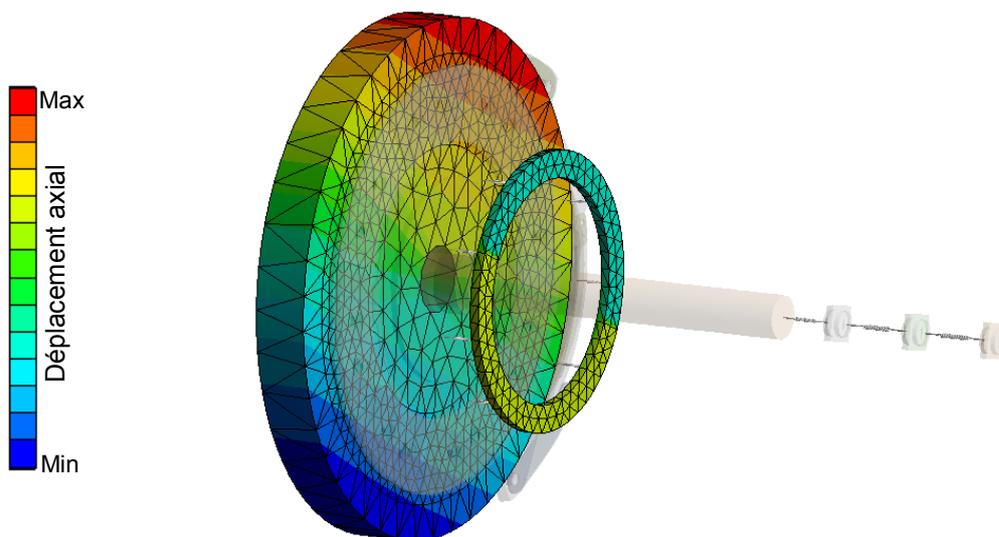
**Figure 4-18 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique sous l'effet d'une excitation axiale en pompage à un régime moteur de 2580 tr/min et un rapport de boîte de vitesses 2 (R2)**

### 4.2.3.3. REGIME DU MOTEUR

La Figure 4-18, Figure 4-20 et Figure 4-21 fournissent respectivement un aperçu des réponses vibratoires en rapport de boîte 2, pour trois régimes du moteur : 2580, 1280 et 2040 tr/min. La comparaison des résultats dévoile en premier lieu une différence en termes de niveau vibratoire. En effet, plus le régime moteur est élevé, plus la réponse vibratoire du plateau de pression et de la boîte est importante. Ceci est logique puisque l'excitation axiale imposée au volant moteur grandit au fur et à mesure que le régime moteur augmente (cf. Figure 4-8). Par ailleurs, l'amplitude maximale de la réponse vibratoire ne survient pas à la même fréquence pour les trois régimes du moteur. Ceci s'explique par le fait que les contributions spectrales de l'excitation axiale changent de fréquence en fonction de la vitesse de rotation du moteur (cf. Figure 4-8). Par conséquent, en raison de l'évolution de la fréquence propre du mode N°3 en fonction de la course de butée, les pics des réponses vibratoires se retrouvent situés à 212, 220 et 214 Hz respectivement pour 1280, 2040 et 2580 tr/min. De plus, ces résultats apportent une explication concernant l'écart observé en termes de fréquence durant les essais sur véhicule, entre les rapports de boîte 1 et 2. En effet, les fréquences excitées étaient égales à 219 et 209 Hz respectivement en rapport 1 et 2. Etant donné que les deux essais n'ont pas été effectués sous le même régime moteur, les contributions spectrales de l'excitation axiale du volant moteur n'ont pas la même fréquence, d'où l'écart.

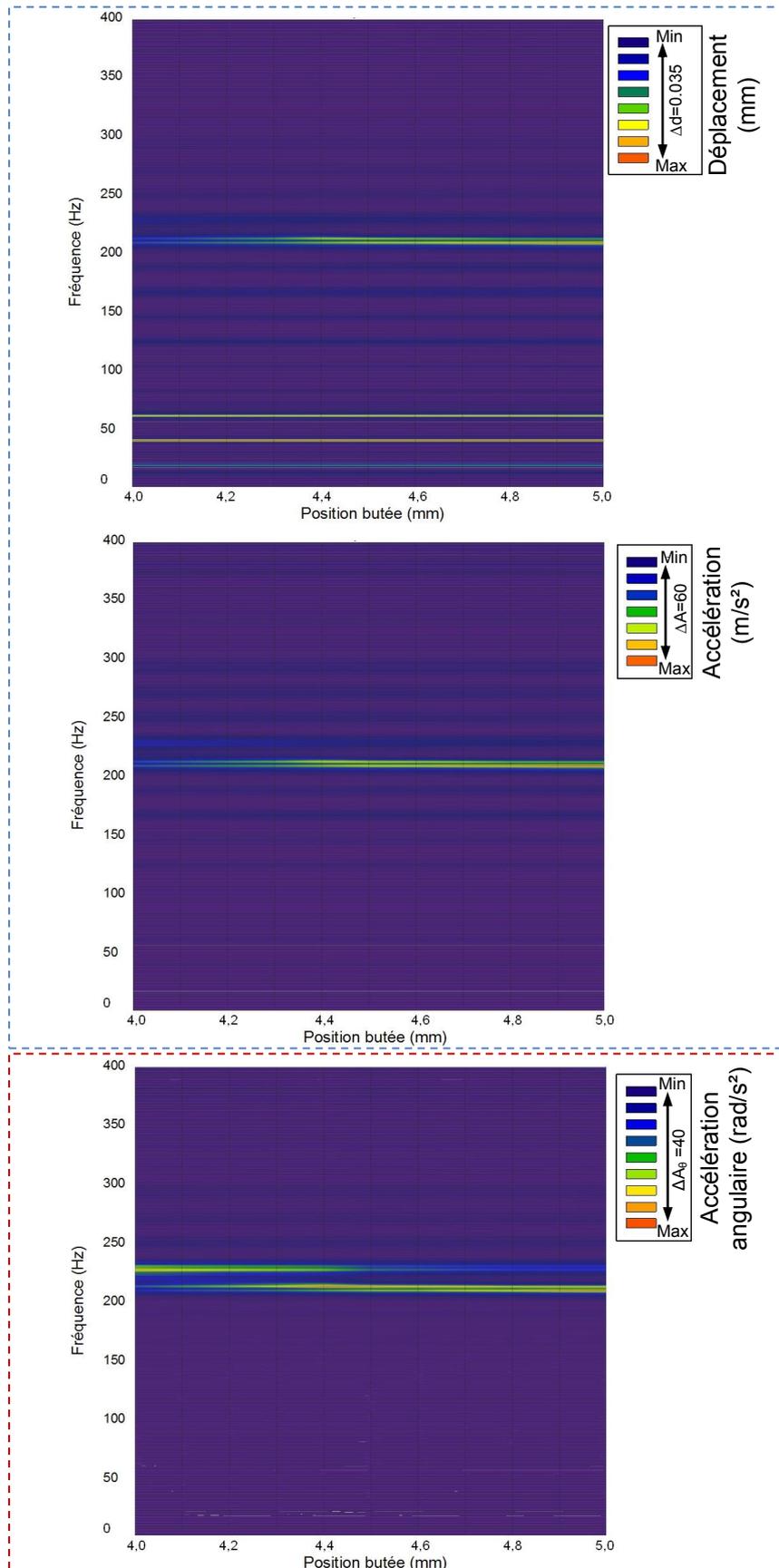
### 4.2.3.4. FORME DE L'EXCITATION AXIALE DU VOLANT MOTEUR

Tous les calculs précédemment présentés ont été réalisés sous l'effet d'une excitation axiale en pompage. Dans cette section, l'excitation axiale du volant moteur sera introduite dans le modèle sous forme d'une sollicitation en flexion. Autrement dit, deux excitations opposées en déplacement sont appliquées sur une même surface : volant du moteur et couronne secondaire du couvercle. Sur chaque surface, l'excitation est déphasée de 180° par rapport à l'autre, voir la Figure 4-19. Les résultats de l'analyse spectrale sont présentés dans les Figure 4-22 et Figure 4-24, pour un régime moteur de 2580 tr/min et un rapport 2 de boîte de vitesses.



**Figure 4-19 : Excitation en flexion imposée au volant moteur et à la seconde couronne du couvercle**

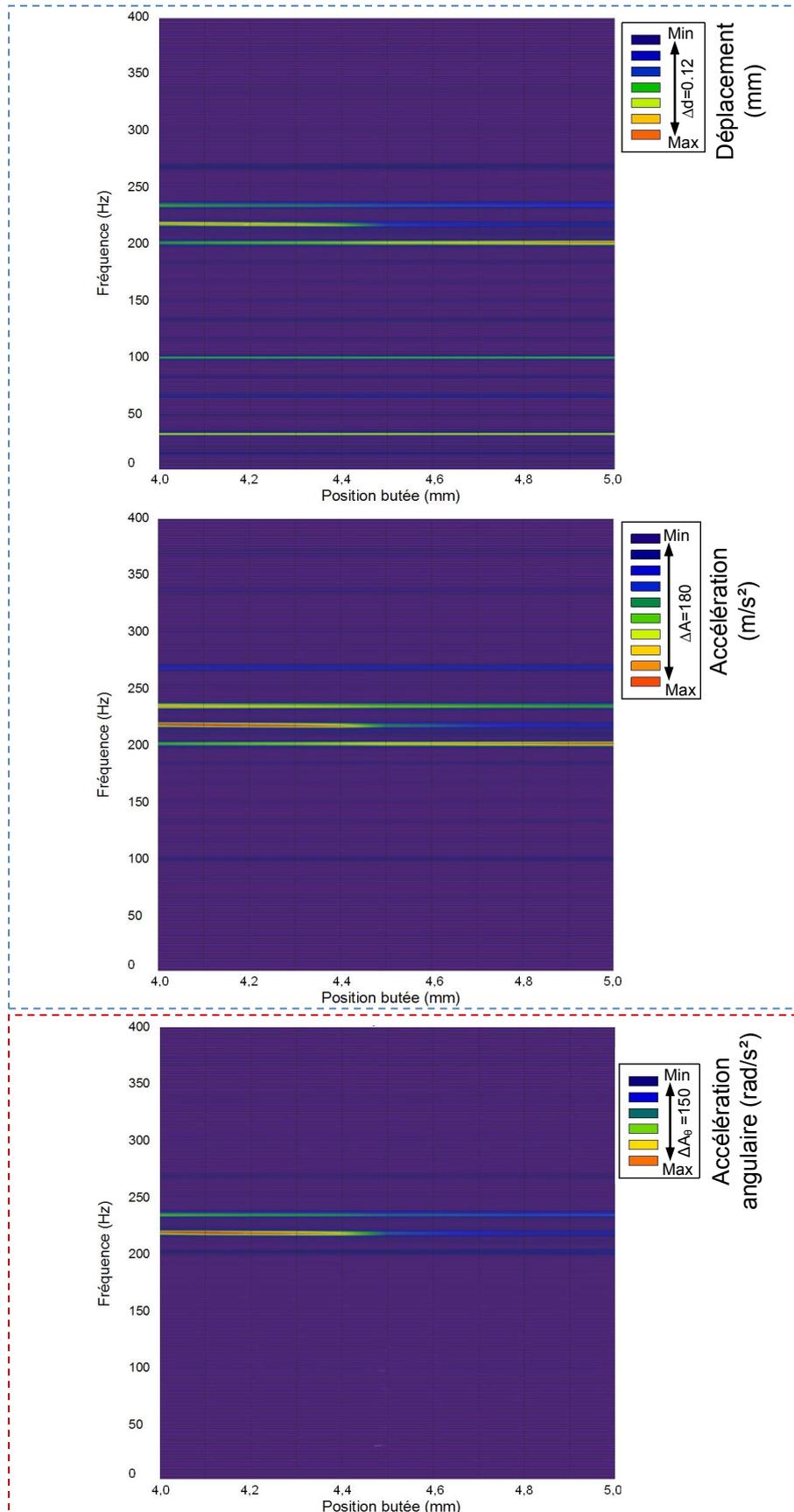
## Plateau de pression



## Boîte de vitesses

**Figure 4-20 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique sous l'effet d'une excitation axiale en pompage à un régime moteur de 1280 tr/min et un rapport de boîte de vitesses 2 (R2)**

## Plateau de pression



**Figure 4-21 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique sous l'effet d'une excitation axiale en pompage à un régime moteur de 2040 tr/min et un rapport de boîte de vitesses 2 (R2)**

Dans la configuration d'une excitation en flexion, les réponses vibratoires indiquent une baisse des amplitudes, comparées à celles obtenues sous l'effet d'une excitation en pompage du volant moteur (cf. Figure 4-18). En variant d'une excitation en pompage à celle en flexion, l'écart de l'accélération axiale du plateau de pression  $\Delta A$  a évolué de 800 à 600  $m/s^2$ , tandis que l'écart de l'accélération angulaire de boîte  $\Delta A_\theta$  est passée de 400 à 300  $rad/s^2$ . Cette baisse est due au fait que l'excitation n'a plus une déformée similaire à celle du mode de pompage du mécanisme d'embrayage (mode N°3). Ceci se répercute sur la déformée axiale de la réponse vibratoire au plateau de pression, Figure 4-22. En effet, ce dernier vibre axialement avec une légère flexion dans un intervalle de 0.012 mm. Ceci dit, la réponse vibratoire du mode N°3 sera plus importante si l'excitation a la même déformée que le mode de vibration à solliciter. Ce résultat démontre ainsi que la forme de l'excitation axiale impacte significativement la réponse vibratoire de la chaîne cinématique du véhicule.



**Figure 4-22 : Champ de déplacement axial du plateau de pression sous l'effet d'une excitation en flexion du volant moteur lors de la résonance du mode N°3**

Dans les deux configurations d'excitation (pompage ou flexion), les amplitudes des réponses vibratoires numériques n'ont pas pu atteindre un niveau de corrélation satisfaisant avec les mesures sur véhicule. Rappelons toutefois que le but de ce travail ne consiste pas à aboutir à un modèle quantitatif du phénomène NVH, avec les mêmes amplitudes de réponse vibratoire. L'objectif est plutôt d'expliquer et de comprendre les mécanismes mis en jeu dans cette problématique vibro-acoustique, ainsi que de pouvoir apporter des éléments de réponse à l'égard des paramètres influents sur l'occurrence de ce phénomène. Pour revenir à l'écart constaté entre la mesure et la simulation en termes de niveau vibratoire, il peut être expliqué par divers points :

- La déformée de l'excitation axiale au volant moteur imposée dans le modèle n'est pas représentative de la réalité. En effet, un seul capteur n'est pas suffisant pour simuler fidèlement la sollicitation axiale d'entrée du système d'embrayage. Celle-ci nécessite une description plus détaillée à ce niveau, soit en augmentant le nombre de capteurs au volant moteur, au moins à trois disposés à  $120^\circ$ , tel que dans les travaux de Kelly *et al.* [16]; soit par une modélisation du système composé du vilebrequin et du volant moteur afin d'introduire dans l'embrayage une excitation axiale se rapprochant le plus possible de la réalité.

- La mesure de l'accélération angulaire de la boîte est effectuée par l'intermédiaire d'un capteur implémenté au niveau d'un pignon menant de la boîte (6<sup>ème</sup> rapport de vitesse). Dans le modèle numérique, la réponse vibratoire en torsion est calculée sur l'inertie globale de la boîte et du différentiel. De ce fait, à iso-couple dynamique dans la transmission, une forte inertie système fait baisser l'accélération angulaire. Il est ainsi nécessaire de pouvoir disposer d'une discrétisation plus fine de la chaîne de transmission, afin d'obtenir des niveaux de réponses vibratoires correctes.
- L'amortissement de la transmission peut aussi être la source de cette différence de niveau. En effet, une surestimation de l'amortissement dans la boîte de vitesses, conduit à une diminution considérable des niveaux vibratoires. Ce paramètre reste difficile à évaluer dans des systèmes aussi complexes comme la boîte de vitesses contenant des discontinuités géométriques, des cavités, des jeux fonctionnels, contact, etc. Ceci peut également contribuer à des non-linéarités qui peuvent influencer le résultat final [100].

### 4.3. FILTRATION DES VIBRATIONS AXIALES D'EMBRAYAGE

Les enseignements tirés des analyses présentées antérieurement seront employés pour définir une conception robuste face à cette problématique vibro-acoustique. De toute évidence, la première solution est de suggérer une réduction des vibrations axiales provenant du moteur ou un ajout de l'amortissement dans la boîte de vitesses. Pourtant, ceci n'est pas envisageable. Agir sur la boîte de vitesses ou le moteur relève du métier du constructeur du véhicule et non de l'embrayage. Par conséquent, le champ de manœuvre se restreint à l'embrayage uniquement. A ce niveau, deux solutions sont possibles : décaler la fréquence propre du mode de pompage de l'embrayage (mode N°3) ou l'amortir suffisamment. En d'autres termes, la première consiste à ce que la fréquence propre du mode N°3, ne coïncide pas avec une des harmoniques du demi-ordre moteur de l'excitation axiale au volant moteur. D'après les résultats numériques fournis plus haut, cette solution s'avère être difficile, voire impossible. En effet, les harmoniques de l'excitation axiale varient constamment en fonction du régime moteur. De ce fait, si pour la course de butée (4 – 5 mm), aucun pic de l'excitation ne coïncide avec la fréquence propre du mode N°3, il le sera très certainement dans un autre régime moteur si l'amplitude axiale fournie est suffisante ( $N > 1800$  tr/min). Ceci s'explique par le fait que la sollicitation axiale provenant du moteur forme une excitation large bande, voir la Figure 4-23.

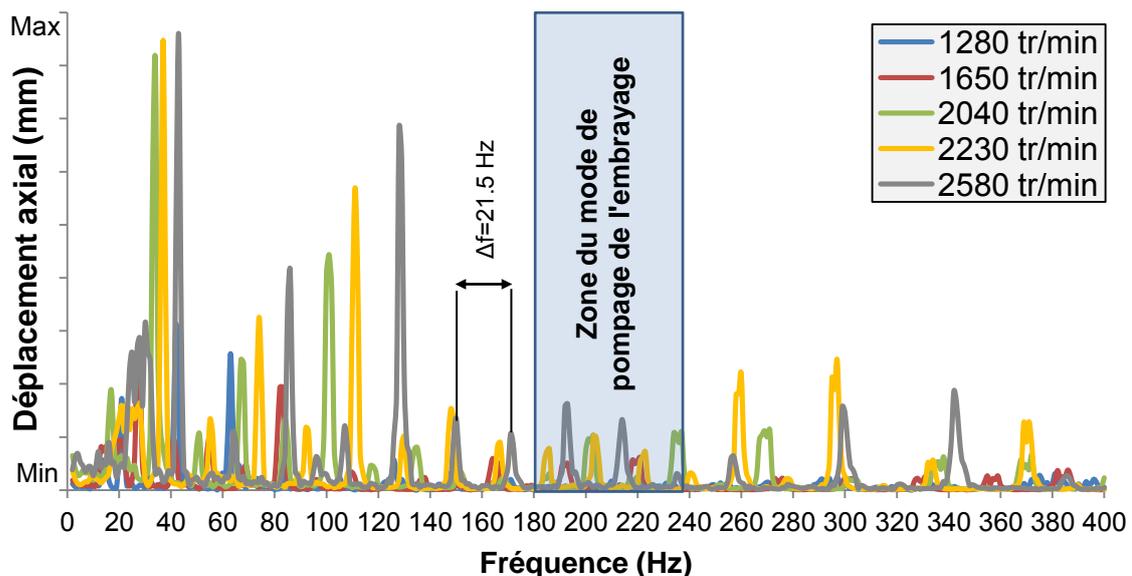
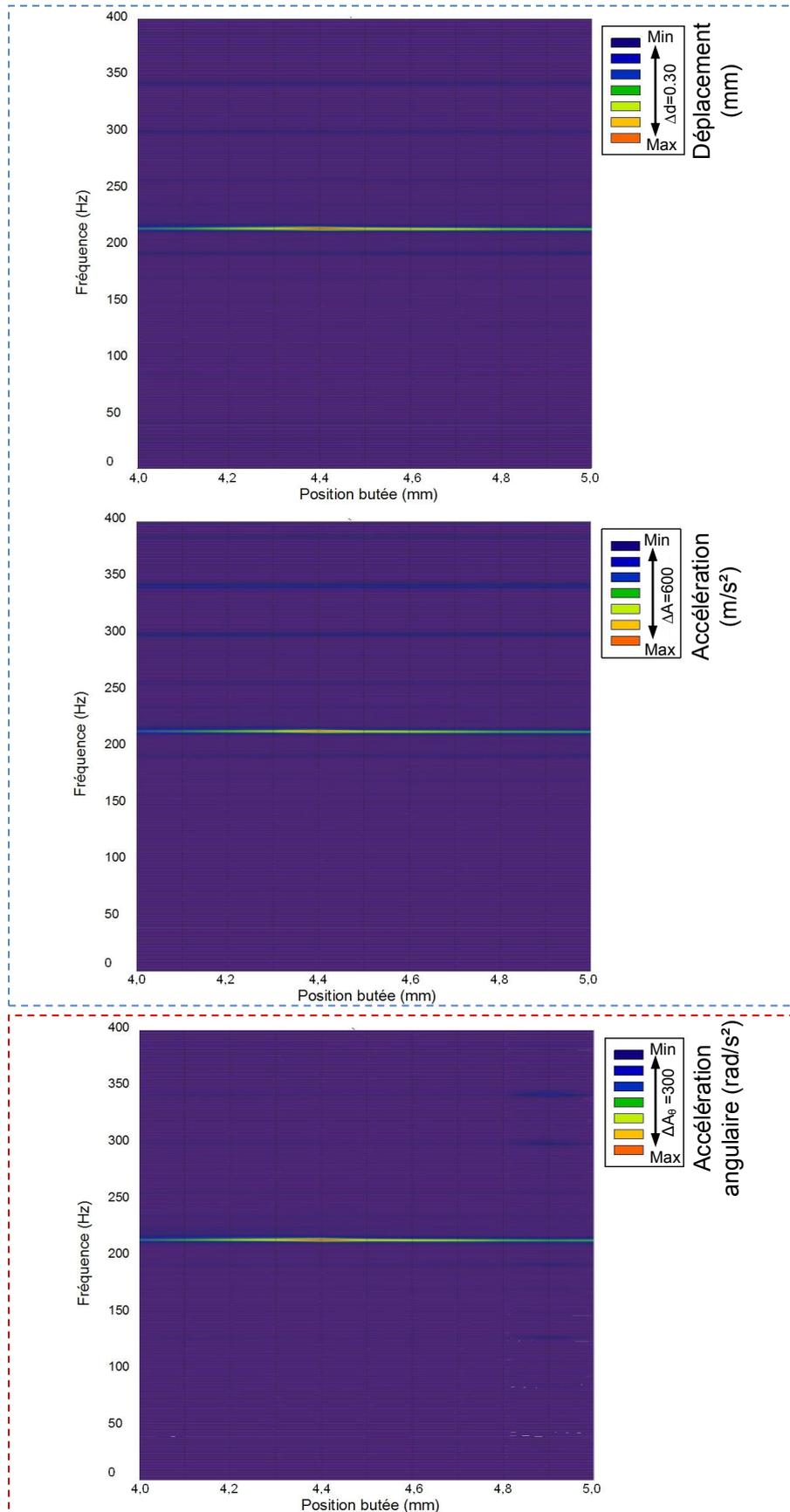


Figure 4-23 : Excitation axiale du volant moteur à différents régime moteur et positionnement du mode N°3 de l'embrayage

## Plateau de pression



**Figure 4-24 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique sous l'effet d'une excitation axiale en flexion à un régime moteur de 2580 tr/min et un rapport de boîte de vitesses 2 (R2)**

Par conséquent, la résonance du mode N°3 ne pourra jamais être évitée. De plus, le régime moteur ne peut pas être limité à une certaine vitesse au décollage du véhicule. Même si cela était possible, l'écart en fréquence entre les harmoniques de l'excitation est très réduit, d'où une marge de manœuvre très bornée. Elle s'élève à 21.5 Hz pour un régime moteur de 2580 tr/min.

La solution la plus accessible réside dans la recherche d'une conception qui va permettre d'augmenter au maximum l'amortissement du mode N°3. Pour cela, il faut modifier l'amortissement intrinsèque à la structure ou celui inhérent aux liaisons de celle-ci, voire les deux à la fois si possible. De ce fait, les modifications de la conception de l'embrayage doivent être concentrées au niveau des composants qui disposent d'une énergie potentielle élastique élevée dans le mode N°3.

Dans cette logique, des modifications ont été apportées à l'embrayage. Elles portent d'un côté sur une augmentation du nombre de crochets d'articulation élastique, en passant de 6 crochets à 9. Ils ont pour fonction d'augmenter la surface d'appui au diaphragme et le serrage afin de favoriser une dissipation d'énergie par frottement à ce niveau. Par ailleurs, des modifications sont apportées au disque de friction incluant les garnitures et le disque de progressivité. Un matériau de frottement fournissant plus de souplesse et d'amortissement est introduit. Le disque de progressivité est remplacé par un double disque contenant un nombre considérable de rivets liant la progressivité au moyeu du disque de friction, voir la Figure 4-25. Les résultats d'essai sur pot vibrant montrent que ces modifications procurent au disque de friction et au mode N°3 des caractéristiques d'amortissement avantageuses, voir les Figure 4-26 et Figure 4-27.

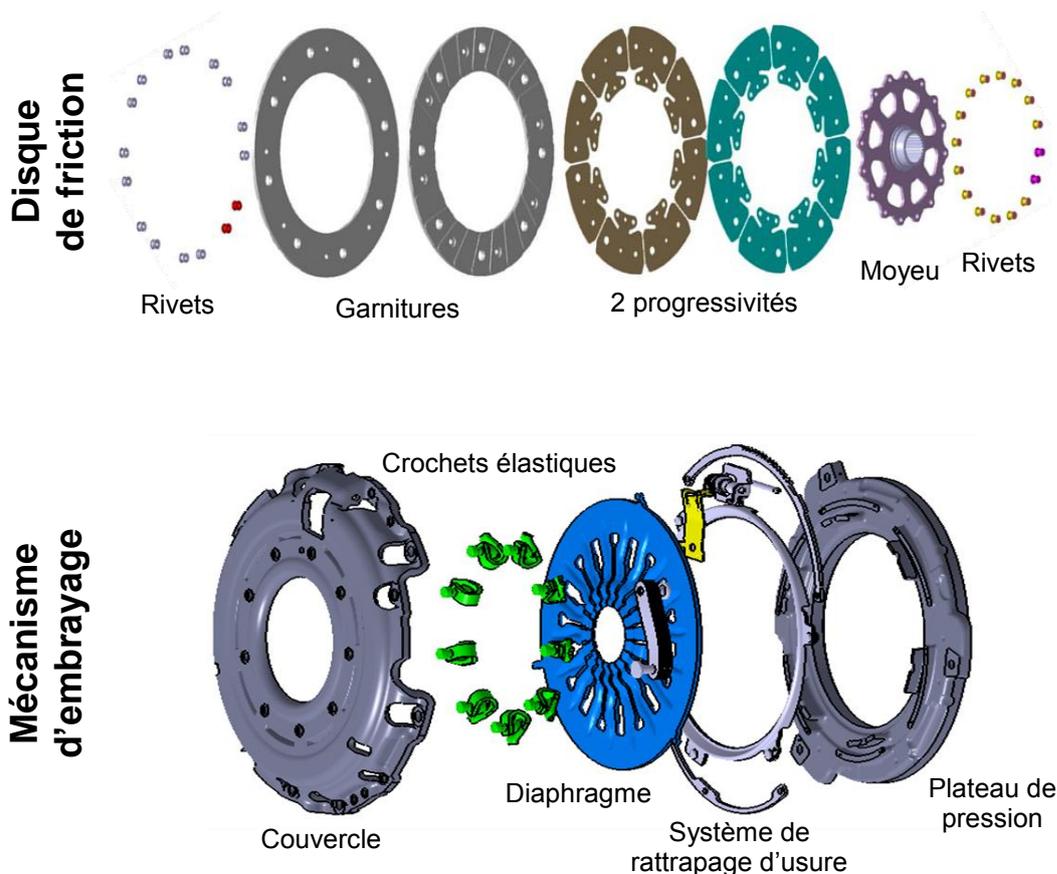


Figure 4-25 : Mécanisme d'embrayage et disque de friction modifiés

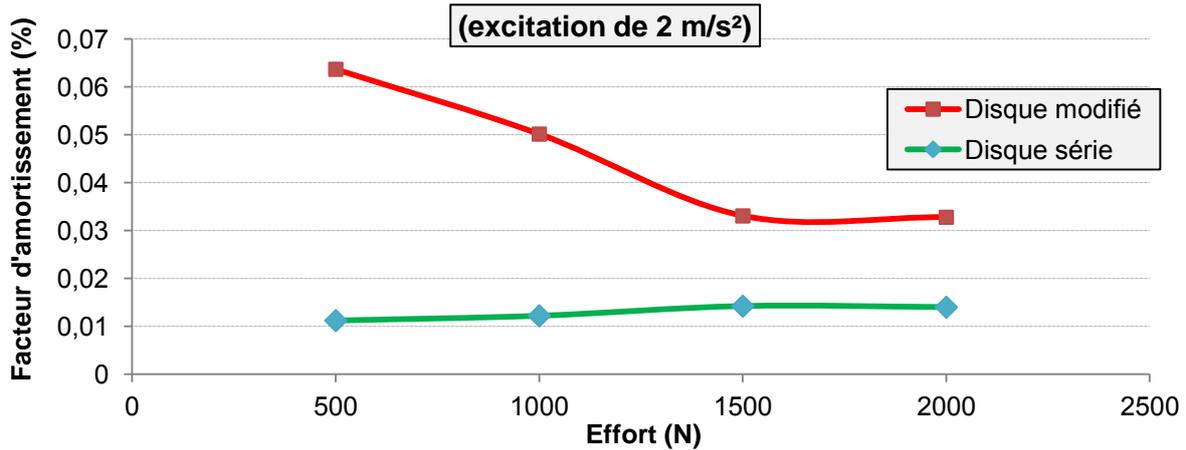


Figure 4-26 : Facteur d'amortissement en fonction de la charge appliquée sur le disque de friction (mesure sur pot vibrant)

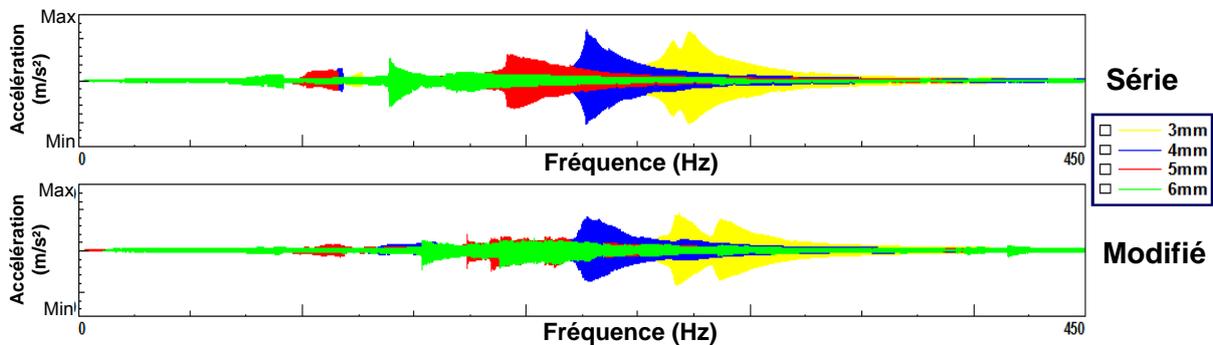


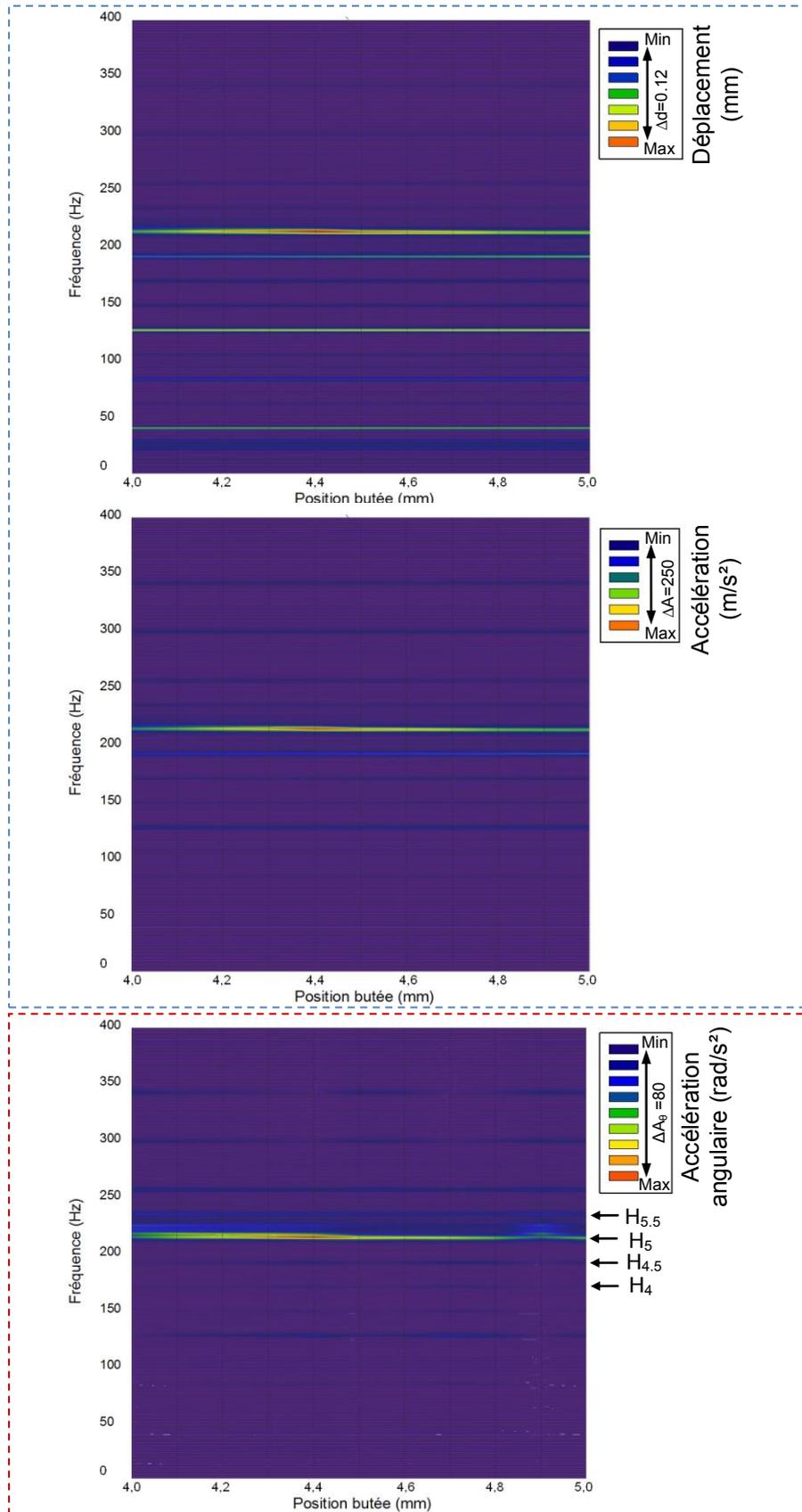
Figure 4-27 : Accélération du plateau de pression pour une excitation de 20 m/s<sup>2</sup> pour différentes positions de butée (mesure sur pot vibrant)

De nouveaux calculs ont été conduits en intégrant ces changements dans le modèle de la réponse vibratoire de la chaîne cinématique. En premier lieu, le comportement dynamique du modèle d'embrayage seul a été à nouveau validé sur la base de résultats sur pot vibrant. Par la suite, l'analyse spectrale du modèle complet est réalisée, pour un régime moteur de 2580 tr/min et un rapport 2 de boîte. Les résultats numériques sont présentés dans la Figure 4-28.

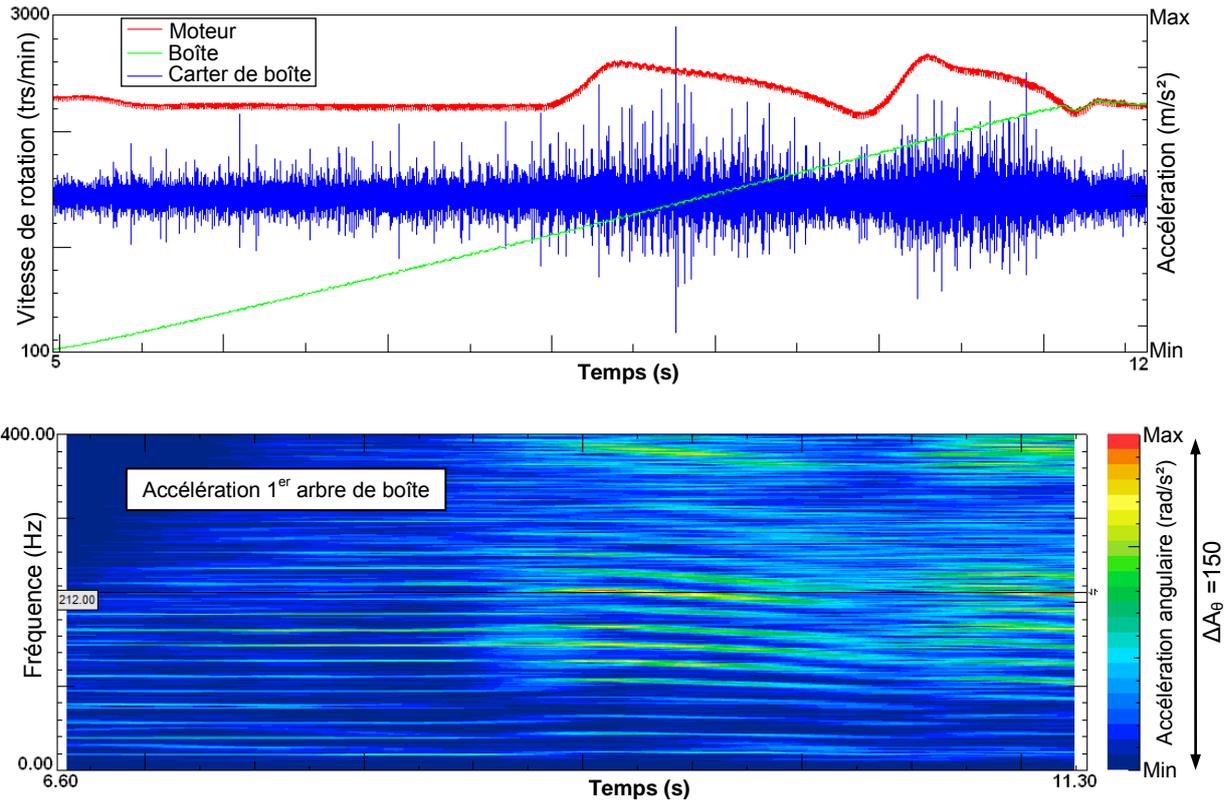
Les simulations montrent que le niveau vibratoire du plateau de pression a fortement baissé :  $\Delta A$  va de 800 à 250 m/s<sup>2</sup> en accélération axiale. Il s'accompagne par une chute considérable des vibrations torsionnelles de la boîte de vitesses :  $\Delta A_{\theta}$  va de 400 à 80 rad/s<sup>2</sup> en accélération angulaire. Ce constat est également confirmé par les mesures sur véhicule, qui n'ont pas enregistré de nuisance sonore lors des multiples décollages, voir la Figure 4-29. Ce résultat prouve par conséquent que les modifications apportées sur l'embrayage ont un réel impact sur les réponses vibratoires de l'embrayage et de la boîte de vitesses, et donc l'occurrence de ce type gaillonnement.

De plus, il s'avère que l'amplitude maximale des réponses vibratoires numériques se concentre autour d'une fréquence, qui est quasiment semblable à celle identifiée sur véhicule : 212 Hz en mesure contre 215 Hz en simulation. Les niveaux vibratoires ne sont pas corrélés, pour les nombreuses raisons que nous avons citées plus haut. Cependant, l'allure générale des amplitudes issue des mesures, est bien reproduite par le modèle numérique, étant donné que les harmoniques multiples du demi-ordre moteur sont présents dans les réponses vibratoires numériques. Ceci lui confère une bonne prédiction en termes de fréquence et de propension au gaillonnement de boîte au décollage. Ces constats confirment que le fait de rajouter plus d'amortissement dans l'embrayage, est la meilleure façon de réduire, voire d'éliminer cette problématique vibro-acoustique.

## Plateau de pression



**Figure 4-28 : Réponses vibratoires de la chaîne cinématique pour un embrayage amorti sous l'effet d'une excitation axiale en pompage à un régime moteur de 2580 tr/min et un rapport de boîte de vitesses 2**



**Figure 4-29 : Mesures du grailonnement au décollage du véhicule en rapport 2 avec un embrayage amorti**

#### 4.4. CONCLUSION DU CHAPITRE 4

Dans ce dernier chapitre, nous nous sommes intéressés à l'étude du grailonnement de boîte de vitesses au décollage du véhicule. L'étude de ce phénomène vibro-acoustique a été menée en se basant sur l'approche du mouvement forcé. Les calculs de réponses vibratoires ont démontré que ce phénomène est dû dans un premier temps, à l'excitation du mode de pompage du mécanisme d'embrayage (mode N°3). Celui-ci est converti en sollicitations torsionnelles par l'intermédiaire du coefficient de frottement au niveau des garnitures. Ces vibrations se transmettent à la boîte de vitesses et excitent les pignons non-engagés, déclenchant le bruit de grailonnement.

Par ailleurs, une étude de sensibilité a été conduite sur quatre paramètres : position de butée, régime du moteur, rapport de boîte et déformée de l'excitation axiale au volant.

Il a été prouvé que le phénomène NVH s'installe une fois que l'une des contributions spectrales de l'excitation, multiples du demi-ordre moteur, coïncide avec la fréquence propre du mode N°3, qui dépend de la position de la butée. De plus, les fréquences et les amplitudes des harmoniques de l'excitation au volant moteur changent d'un régime moteur à l'autre. De ce fait, les réponses vibratoires évoluent constamment en fonction du régime du moteur. L'analyse a également démontré que le phénomène NVH peut être plus sévère en rapport 2, avec une forte accélération angulaire de la boîte. Ceci est dû à un couplage entre le mode de pompage de l'embrayage (mode N°3) et le mode de torsion de la boîte (mode N°C-3). La déformée de l'excitation axiale a aussi un impact sur les réponses vibratoires. En effet, plus celle-ci est proche de la déformée modale du mode N°3, plus l'amplitude de la réponse sera importante. L'étude a aussi mis l'accent, entre autres, sur l'influence de la légère dissymétrie du mécanisme d'embrayage. Celle-ci participe peu dans la transformation du mouvement axial en torsionnel au niveau de la piste de frottement des garnitures.

Finalement, une modification de la géométrie a été mise au point dans le but de trouver une solution pour contrecarrer cette problématique vibro-acoustique. Celle-ci consiste à augmenter l'amortissement dans la structure, afin d'amortir le mode de vibration N°3. De fait, les changements ont touché le matériau de frottement, le disque de progressivité et les crochets élastiques d'articulation. Les résultats numériques et expérimentaux sont notables. Ils montrent que cette solution est efficace face à ce phénomène.

# CONCLUSION GENERALE

## CONCLUSION

Les travaux effectués au cours de cette thèse ont porté sur la compréhension et la maîtrise des vibrations axiales d'un embrayage sec d'automobile.

La plupart des études menées jusqu'à ce jour sont centrées sur les vibrations en torsion de ce système, contrairement aux vibrations axiales qui ne comptent que très peu de travaux. Ce manque d'études s'explique par le fait que cette problématique est relativement récente, en raison de l'amélioration continue des systèmes de filtration des vibrations de torsion et de l'allègement des structures. Ceci peut également être attribué à la complexité accrue de l'embrayage liée à sa conception et aux non-linéarités présentes sous diverses formes: frottement, matériau, grands déplacements, raideur, etc.

Dans cette optique, deux phénomènes vibro-acoustiques inhérents aux vibrations axiales de l'embrayage et perçus lors du décollage du véhicule ont été étudiés: le gaillonnement de boîte de vitesses et le crissement d'embrayage. L'objectif de ce travail de recherche consistait à contribuer à explorer cette voie et à comprendre les différents mécanismes physiques générant ces phénomènes vibro-acoustiques. Ce travail visait également à déchiffrer leur voie de propagation et à mettre en avant les composants impliqués dans le comportement dynamique, mais aussi les paramètres intervenant durant leur apparition. Finalement, l'intérêt résidait dans le fait d'apporter des éléments de réponse quant aux solutions technologiques capables de supprimer ces nuisances.

Aux fins d'atteindre ces objectifs, nous avons tout d'abord rassemblé dans un état de l'art toutes les informations extraites de la littérature en rapport avec cette thématique. Nous avons également exposé nos investigations expérimentales menées sur véhicule et sur bancs d'essai, combinées à l'état de l'art scientifique. Ceci nous a permis d'avancer des hypothèses quant à la source des deux problématiques vibro-acoustiques, particulièrement le gaillonnement de boîte au décollage, pour lequel cette information demeurait inconnue au début de cette thèse. Il a été montré que :

- Le gaillonnement de boîte au décollage est associé aux vibrations axiales provenant du moteur. Celles-ci sont dues à la flexion du vilebrequin excitée par les explosions du cylindre le plus proche du volant moteur.
- Le crissement est généré par le frottement entre le plateau de pression et la garniture. Il est issu d'une instabilité de flottement associée au couplage de modes par frottement, qui déstabilise l'équilibre glissant du système pour donner naissance à des vibrations auto-entretenues.

Enfin, nous avons clôturé le premier chapitre par une description des diverses techniques de modélisations employées dans l'étude des phénomènes NVH. L'étude bibliographique a montré que la méthode par éléments finis offre une approche très efficace pour simuler le comportement mécanique d'un produit à géométrie complexe et présentant des non-linéarités. Malgré les progrès notables des performances des ordinateurs, les simulations dans le domaine temporel sont souvent exorbitantes en termes de temps de calcul. De ce fait, il est de pratique courante de se tourner vers des techniques de simulation dans le domaine fréquentiel moins gourmandes, notamment en linéarisant les problèmes autour d'un point de fonctionnement.

Dans le but de simuler les deux phénomènes NVH, des travaux de modélisation ont été entrepris dans le second chapitre, afin de développer un modèle éléments finis de l'embrayage dédié et adapté à cette étude. La validation statique, modale et forcée par une excitation au pot vibrant montre qu'il est important de considérer un comportement élastique

linéaire orthotrope du matériau de la garniture, afin de reproduire fidèlement les caractéristiques dynamiques du disque de friction et de la garniture en particulier. Les résultats révèlent également que la non-linéarité est principalement issue de la géométrie de l'embrayage, notamment celle des composants emboutis qui subissent de grandes déformations. La géométrie de ces pièces doit être ajustée de façon à reproduire correctement le comportement non-linéaire axial en statique et dynamique. De surcroît, les résultats ont aussi permis de mettre en évidence l'évolution non-linéaire des fréquences propres et de l'amortissement de l'embrayage en fonction de la position de la butée.

Le modèle de l'embrayage a été exploité dans le troisième chapitre pour l'étude des instabilités de flottement par la résolution du problème aux valeurs propres complexes. En absence d'amortissement, l'analyse a mis en évidence deux sources d'instabilité qui peuvent être responsables du « crissement d'embrayage ». Ces instabilités intrinsèques à l'embrayage sont dues à un couplage entre une paire de modes doubles, en raison de l'axisymétrie du système. Le contact frottant en situation de glissement fournit une interaction entre ces modes, conduisant à l'instabilité de flottement. L'introduction de l'amortissement dans le modèle limite le nombre de modes instables à un seul. Dans ce cas, la solution radicale pour supprimer le crissement réside dans la séparation des fréquences des modes doubles en brisant l'axisymétrie du système. Des ouvertures dissymétriques dans le disque de friction sont suffisantes pour créer une différence de raideur de flexion et ainsi empêcher la coalescence des modes doubles. Le bon accord constaté entre les résultats numériques et expérimentaux en réalisant cette modification confirme l'efficacité de cette solution, mais aussi celle de la technique de l'analyse aux valeurs propres complexes pour la prédiction de ce phénomène. Ceci montre également l'intérêt de considérer l'amortissement dans l'étude de stabilité permettant ici d'identifier le couplage incriminé parmi les deux initialement obtenus par l'analyse modale complexe sans amortissement.

Dans le dernier chapitre, l'attention s'est concentrée sur l'analyse de la réponse forcée, sous excitation du moteur dans le but d'étudier le « graillonnement de boîte au décollage ». La dynamique de la chaîne de transmission du véhicule, caractérisée en torsion, a été couplée au modèle 3D de l'embrayage. Les réponses vibratoires de la chaîne cinématique ont été calculées à l'égard d'une excitation axiale imposée au volant moteur. Les résultats numériques ont montré que le phénomène vibro-acoustique est provoqué par une résonance du mode de pompage du mécanisme d'embrayage, excité par les harmoniques du demi-ordre moteur. La conversion du mouvement axial du mode en question via le coefficient de frottement se manifeste par une sollicitation en torsion qui se propage à la boîte de vitesses, d'où le déclenchement du graillonnement. Il a été montré que ce dernier peut devenir intense quand le mode de pompage de l'embrayage est couplé à un mode de torsion de la transmission, tel que c'est le cas avec le 2<sup>ème</sup> rapport de vitesse de la boîte. D'autres paramètres, tels que la position de la butée, le régime du moteur et la déformée de l'excitation axiale du volant moteur, ont montré un effet significatif sur les amplitudes et les fréquences présentes dans la réponse vibratoire. De plus, il a été prouvé qu'une valeur élevée de l'amortissement du mode de pompage de l'embrayage est capable de réduire les vibrations en torsion dans la boîte et d'atténuer par la suite le phénomène NVH. En utilisant l'approche du mouvement forcé, ce travail a dévoilé, entre autres, que la réponse vibratoire du système peut être obtenue à partir d'une base modale tronquée sans erreur importante permettant la réduction des temps de calcul.

Du point de vue technologique, les développements réalisés au cours de cette thèse ont permis de proposer des solutions validées pour les deux problématiques vibro-acoustiques et des méthodes de modélisation « suffisantes » avec étapes de validation. Du point de vue scientifique, les travaux ont mis en évidence le mécanisme physique de couplage de modes doubles pour une structure axisymétrique, ainsi que l'influence de l'amortissement sur les instabilités par flottement. Par ailleurs, la conversion des vibrations axiales d'embrayage en vibrations torsionnelles par frottement a également été mise en lumière.

## PERSPECTIVES

Plusieurs pistes peuvent prolonger l'étude entreprise dans ce mémoire :

Le modèle éléments finis du comportement axial de l'embrayage pourrait être utilisé lors de la phase de conception pour fournir un outil puissant capable de prédire le comportement statique et dynamique de ce système et permettre ainsi un nombre important d'analyses paramétriques. Il pourrait aussi être employé pour étudier d'autres phénomènes vibro-acoustiques inhérents aux vibrations axiales de l'embrayage dans d'autres conditions de fonctionnement tels que la « libération d'embrayage » et le « bruit de la pédale d'embrayage » (cf. section 1.2).

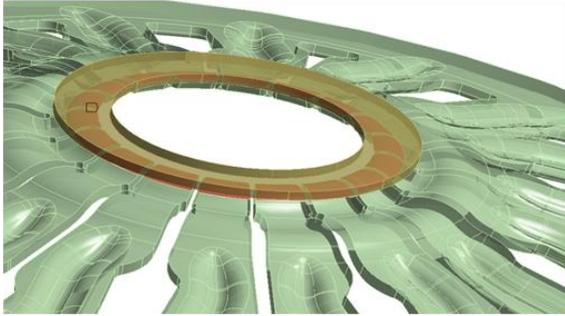
Dans un objectif d'amélioration de la quantification des réponses vibratoires pour le cas du « gaillonnement », le modèle pourrait être enrichi par une description plus fine de certains composants. En effet, nous avons démontré l'impact que peut avoir la description de l'excitation au volant moteur et l'axisymétrie du système sur les amplitudes de la réponse vibratoire de la chaîne cinématique du véhicule. De ce fait, il est crucial de remplacer les ressorts longitudinaux et les masses ponctuelles par la géométrie réelle du couvercle et du volant moteur. De plus, le nombre de capteurs installés pour mesurer l'excitation axiale au volant moteur doit être augmenté au minimum à trois disposés à  $120^\circ$ , afin d'alimenter le modèle par une information plus précise sur les déformées vibratoires.

En ce qui concerne le crissement, la solution proposée du disque de friction dissymétrique permet de supprimer le phénomène. Cependant, il serait intéressant de la tester sur une autre application, dans laquelle le crissement est lié au couplage des modes doubles du mécanisme d'embrayage. Ceci révélerait ainsi son influence sur tout type de crissement d'embrayage ou ouvrirait la voie vers la recherche d'autres solutions technologiques dans le cas où celle-ci ne fonctionnerait pas.

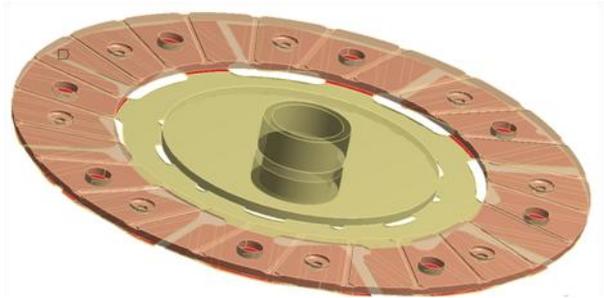
Dans la problématique du crissement, l'analyse de stabilité par la méthode des valeurs propres complexes ne permet pas de prédire les niveaux vibratoires de la réponse dynamique. L'usage d'une méthode temporelle standard d'un système fortement non-linéaire et comportant des centaines de milliers de ddl, n'est pas concevable à ce jour car très pénalisante en termes de temps de calcul. Ceci dit, des méthodes fréquentielles non-linéaires comme la technique de la balance harmonique, pourraient être appliquées pour l'estimation de la réponse vibratoire stationnaire et non-linéaire du système. Celle-ci pourrait être suivie par une technique de condensation dans le domaine fréquentiel, afin de réduire la taille du système à résoudre et conduire à un gain significatif en temps de calcul. Ce type de méthode donnant accès à une réponse transitoire, permettrait en outre d'étudier les mécanismes au contact initiateurs de vibrations.

## ANNEXE A : CONTACTS ET MAILLAGE DU MODELE D'EMBRAYAGE

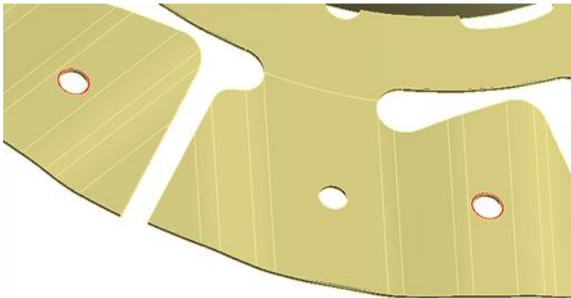
## CONTACTS



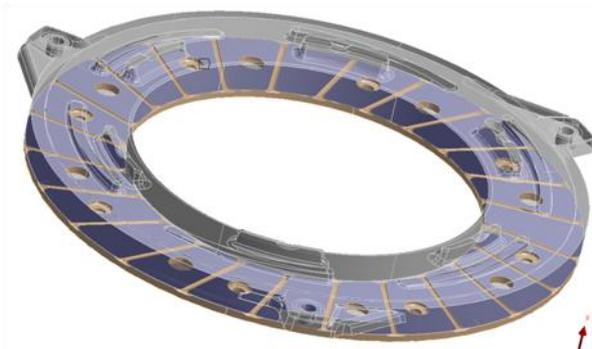
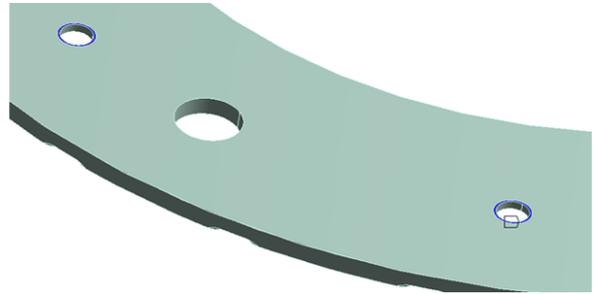
Butée et doigts du diaphragme  
Coefficient de frottement  $\mu=0.1$



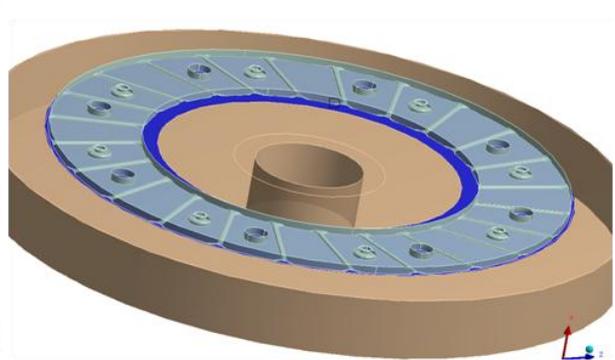
Disque de progressivité et garniture  
Coefficient de frottement  $\mu=0.1$



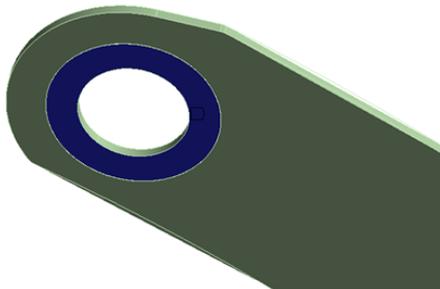
Rivetage garniture et progressivité  
Couplage en déplacement dans toutes les directions



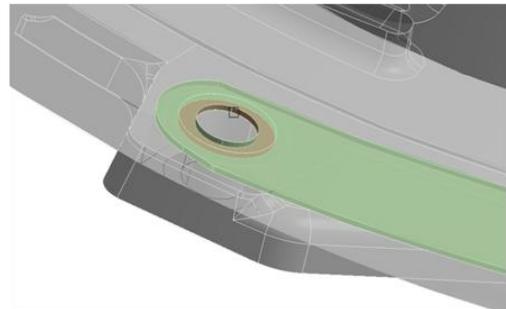
Plateau de pression et garniture  
Coefficient de frottement  $\mu=0.37$

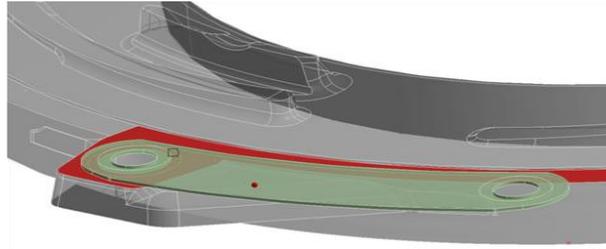


Volant moteur et garniture  
Coefficient de frottement  $\mu=0.37$

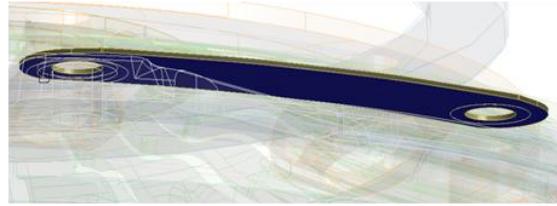
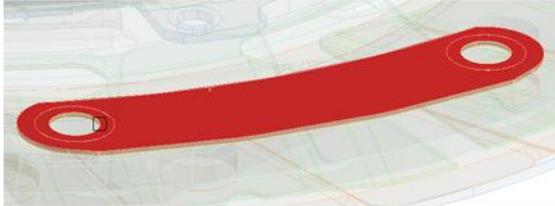


Rivetage languettes et plateau de pression  
Couplage en déplacement dans toutes les directions

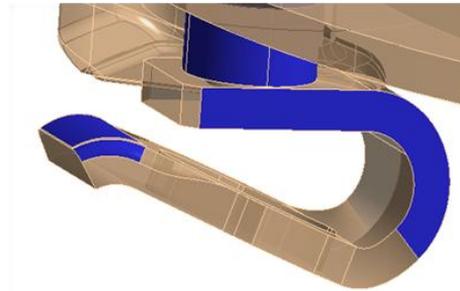
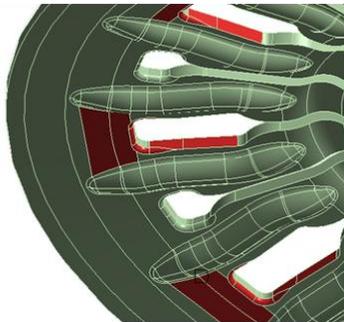
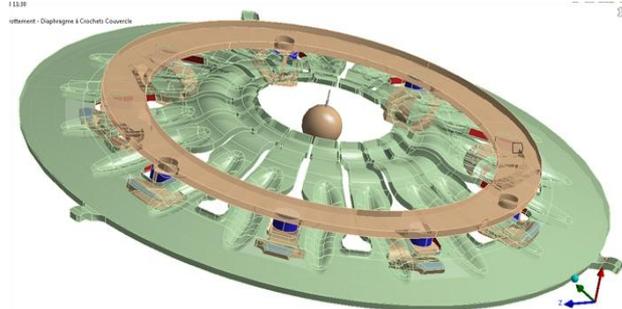




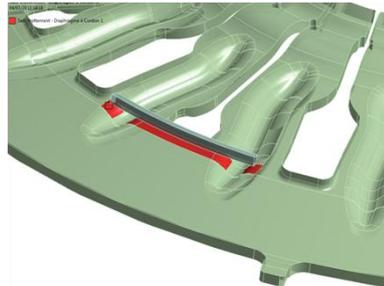
Languettes et plateau de pression  
Coefficient de frottement  $\mu=0.1$



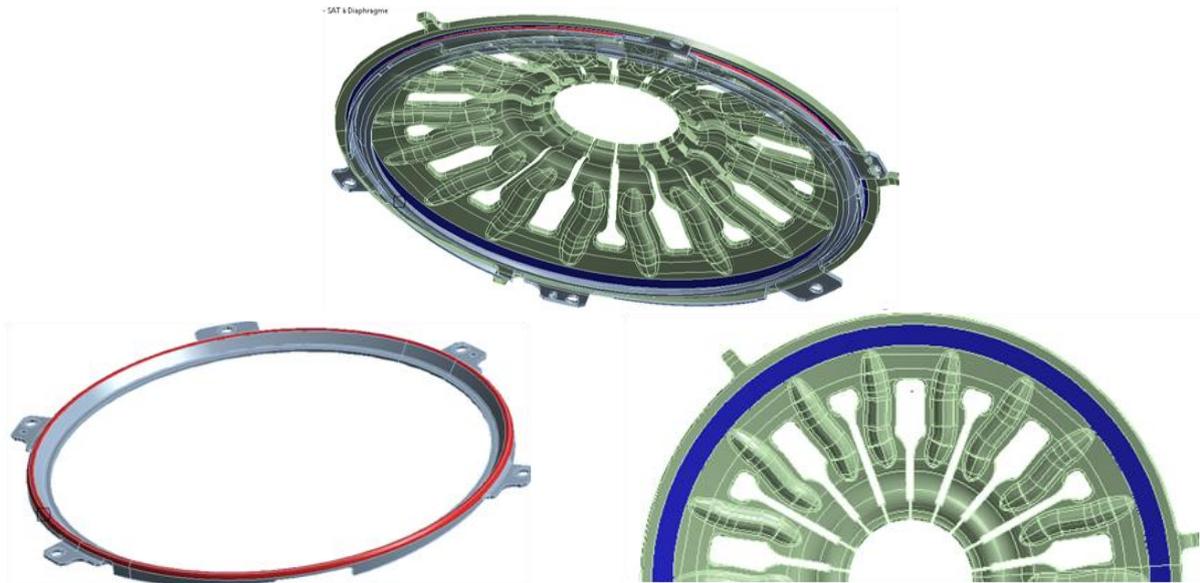
Languette et languette  
Couplage en déplacement dans toutes les directions



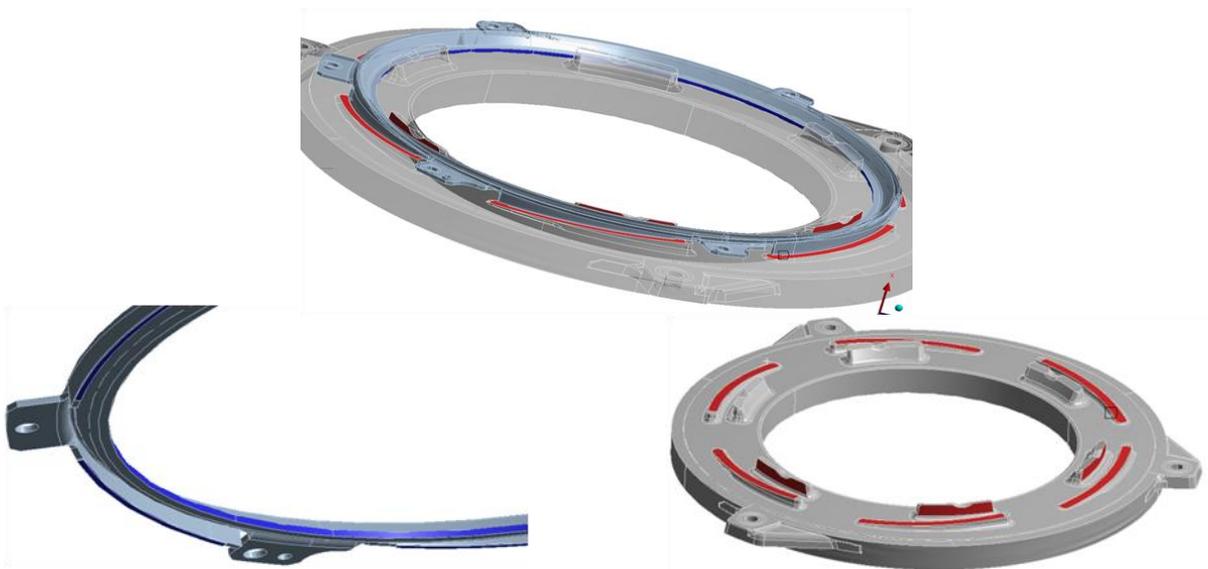
Diaphragme et crochets d'articulation  
Coefficient de frottement  $\mu=0.1$



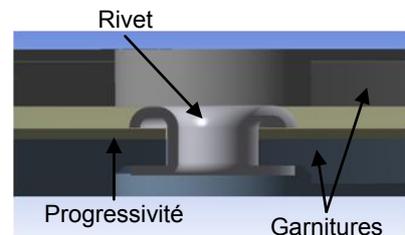
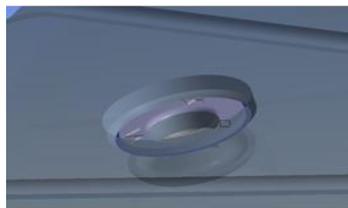
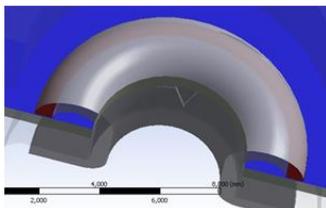
Cordon couvercle et diaphragme  
Coefficient de frottement  $\mu=0.1$



Cordon plateau de pression et diaphragme  
Coefficient de frottement  $\mu=0.1$



Cordon plateau de pression et plateau de pression  
Coefficient de frottement  $\mu=0.1$



Rivet, disque de progressivité et garnitures  
Contacts « pas de séparation » ; Prétension rivet 600N

## MAILLAGE

Le tableau ci-dessous présente les paramètres du maillage du modèle d'embrayage.

Pièces	Taille d'éléments (mm)	Nombre d'éléments
Diaphragme	2	131250
Butée	4	84
Plateau de pression	6	28880
Couronnes couvercle+crochets	2	52740
Cordons couvercle	2	18x9
Languettes	2	1875x6
Cordon du plateau	3	20700
Progressivité	1.5	78246
Moyeu du disque de friction	4	26082
Garnitures	4	27747x2
Volant moteur	10	3100
Modèle complet	Nombre total : 381988 éléments	

**Tableau B-1: Paramètres de maillage des pièces de l'embrayage**

## ANNEXE B : METHODE DU DEPLACEMENT FORCE

L'équation du mouvement en termes de déplacements absolus peuvent s'exprimer par :

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F^a\} \quad (B.1)$$

$[M]$ ,  $[C]$  et  $[K]$  sont respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur. Quant à  $\{u\}$ ,  $\{\dot{u}\}$  et  $\{\ddot{u}\}$ , ils représentent les vecteurs nodaux de déplacement, de vitesse et d'accélération, respectivement.  $\{F\}$  est le vecteur de force appliqué.

Les degrés de liberté sont répartis en deux ensembles :

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} \{u_1\} \\ \{u_2\} \end{Bmatrix} \quad (B.2)$$

Tel que :

$\{u_1\}$  = Déplacements restants libres

$\{u_2\}$  = Déplacements forcés

En supposant que la seule source d'excitation est le déplacement imposé, le vecteur de force appliqué sur les degrés de liberté  $\{u_1\}$  est égal à zéro. L'équation (A.1) peut être étendu à :

$$\begin{bmatrix} [M_{11}] & [M_{12}] \\ [M_{21}] & [M_{22}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{u}_1\} \\ \{\ddot{u}_2\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_{11}] & [C_{12}] \\ [C_{21}] & [C_{22}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{u}_1\} \\ \{\dot{u}_2\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_{11}] & [K_{12}] \\ [K_{21}] & [K_{22}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u_1\} \\ \{u_2\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{F_2\} \end{Bmatrix} \quad (B.3)$$

Tel que :

$\{F_2\}$  = La force de réaction entre la structure et son support.

La relation entre  $\{u_1\}$  et  $\{u_2\}$  est donnée donc comme suit :

$$[M_{11}]\{\ddot{u}_1\} + [C_{11}]\{\dot{u}_1\} + [K_{11}]\{u_1\} = -[M_{12}]\{\ddot{u}_2\} - [C_{12}]\{\dot{u}_2\} - [K_{12}]\{u_2\} \quad (B.4)$$

Le déplacement nodal dû au mouvement forcé peut être séparé à une réponse quasi-statique et autre dynamique, aussi nommé mouvement relatif [95] :

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} \{u_1\} \\ \{u_2\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{u_1^{qs}\} \\ \{u_2\} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \{y\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (B.5)$$

Tel que :

$\{y\}$  = La réponse dynamique, représentant le mouvement relatif entre la structure et la base d'excitation.

$\{u_1^{qs}\}$  = La réponse quasi-statique.

En introduisant l'équation (A.5) dans l'équation (A.3), et en négligeant les termes liés aux dérivées temporelles, l'équation suivante est obtenue :

$$\begin{bmatrix} [K_{11}] & [K_{12}] \\ [K_{21}] & [K_{22}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u_1^{qs}\} \\ \{u_2\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{F_2\} \end{Bmatrix} \quad (B.6)$$

A partir de l'équation (A.6),  $\{u_1^{qs}\}$  est s'écrit :

$$\{u_1^{qs}\} = -[K_{11}]^{-1}[K_{12}]\{u_2\} \quad (B.7)$$

Le déplacement absolu peut s'écrire donc :

$$\{u_1\} = \{u_1^{qs}\} + \{y\} = -[K_{11}]^{-1}[K_{12}]\{u_2\} + \{y\} \quad (B.8)$$

La substitution de l'équation (A.7) et (A.8) dans l'équation (A.4) donne :

$$[M_{11}]\{\ddot{y}\} + [C_{11}]\{\dot{y}\} + [K_{11}]\{y\} = ([M_{11}][K_{11}]^{-1}[K_{12}] - [M_{12}])\{\ddot{u}_2\} + ([C_{11}][K_{11}]^{-1}[K_{12}] - [C_{12}])\{\dot{u}_2\} \quad (B.9)$$

En négligeant le terme de la vitesse forcée, l'équation est réduite à :

$$[M_{11}]\{\ddot{y}\} + [C_{11}]\{\dot{y}\} + [K_{11}]\{y\} = ([M_{11}][K_{11}]^{-1}[K_{12}] - [M_{12}])\{\ddot{u}_2\} \quad (B.10)$$

Pour résoudre l'équation (A.10) par la méthode de superposition modale, les degrés de liberté  $\{u_2\}$  sont tout d'abord fixés dans l'analyse modale non-amortie ( $\{u_2\} = 0$  et  $[C_{11}] = 0$ ). Les pulsations propres  $\omega_i$  et les déformées modales  $\{\phi_i\}$  sont ainsi obtenues à partir de l'équation suivante :

$$([K_{11}] - \omega_i^2[M_{11}])\{\phi_i\} = \{0\} \quad (B.11)$$

De l'autre côté, les modes quasi-statiques sont calculés en imposant un déplacement unitaire sur les degrés de liberté  $\{u_2\}$  et encastrant le reste. Ils s'expriment par la formule suivante :

$$\{\phi_{qs}\} = -[K_{11}]^{-1}[K_{12}] \quad (B.12)$$

Tel que :

$\{\phi_{qs}\}$  = Le vecteur propre des modes quasi-statiques.

Les fréquences et les déformées modales déterminées à partir des équations (A.11) et (A.12) sont utilisées pour obtenir les équations de découplage, comme expliqué dans la théorie de la méthode de superposition modale (voir section 1.5).

## ANNEXE C : VALIDATION DU MODELE D'EMBRAYAGE POUR L'ETUDE DU CRISSEMENT

L'analyse harmonique basée sur la méthode du mouvement forcé par superposition modale, a été effectuée sur le kit d'embrayage sur lequel le crissement a été perçu. Ceci a pour but de valider les caractéristiques dynamiques de ce système, avant de passer à la simulation du phénomène vibro-acoustique. Les résultats de simulation confrontés aux mesures sur pot vibrant sont donnés ci-dessous. Hormis un décalage vers le haut de la fréquence propre des modes N°3 et N°4, ainsi qu'un très faible changement des réponses vibratoires en accélération du mode N°3, les propriétés dynamiques de ce système d'embrayage sont identiques à celles de son homologue sur lequel le phénomène de grailonnement de boîte au décollage a été identifié. De plus, les écarts entre les résultats numériques et expérimentaux en termes de fréquences propres et d'amplitudes vibratoires sont acceptables. De ce fait, nous pouvons dire que les propriétés dynamiques du modèle sont validées. Notons finalement que les paramètres d'amortissement introduits dans le modèle sont fournis dans le tableau C-2.

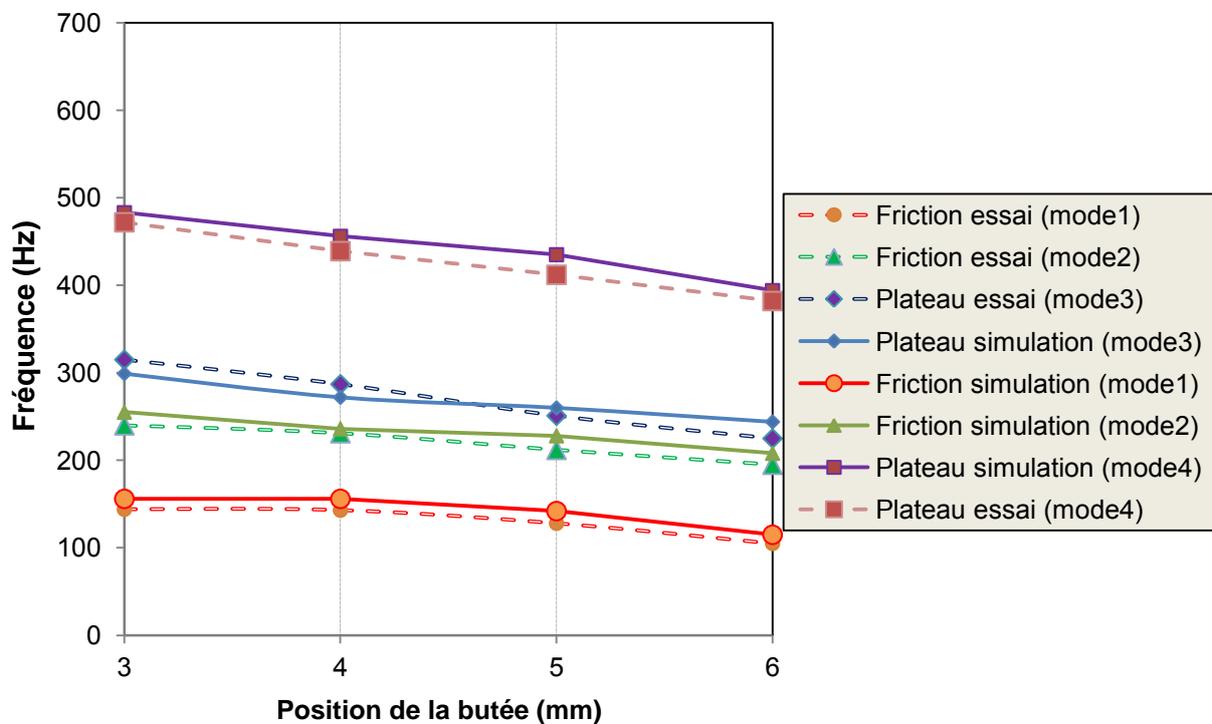


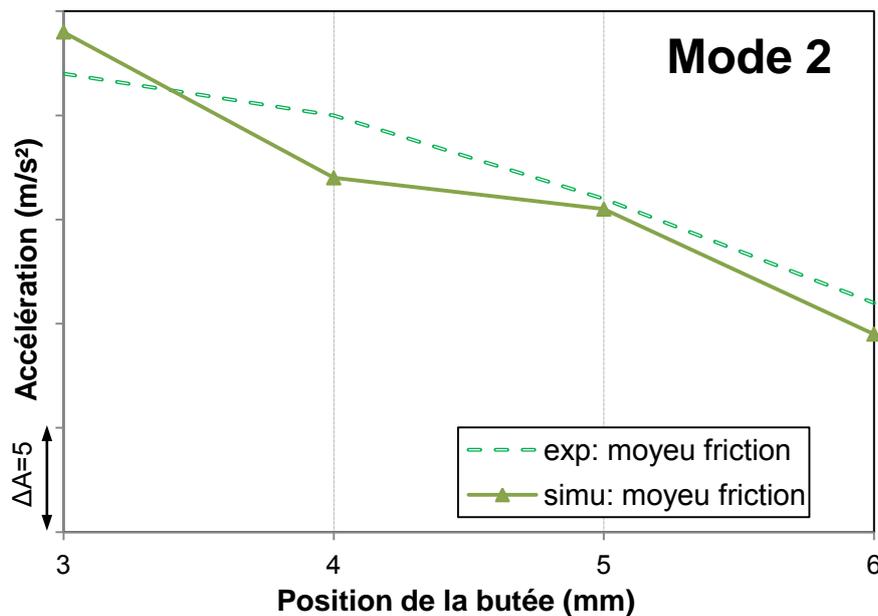
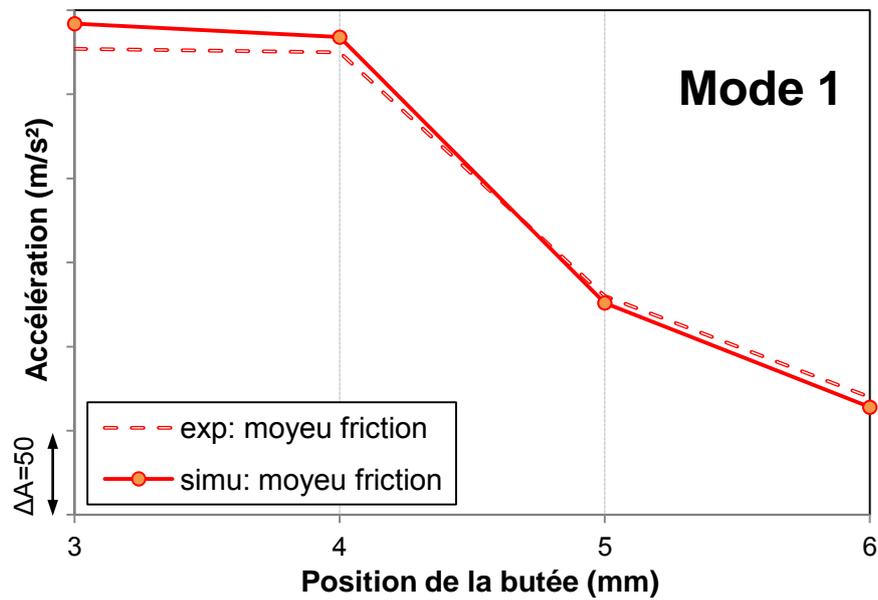
Figure C-1 : Evolution des fréquences propres de l'embrayage ; comparaison entre simulations et mesures

		Les positions de la butée (mm)			
		3	4	5	6
Différence	Mode 1	5,08%	5,23%	3,59%	8,44%
	Mode 2	8,33%	9,09%	10,94%	9,52%
	Mode 3	6,25%	2,16%	7,55%	6,67%
	Mode 4	2,33%	3,87%	5,58%	3,14%

Table C-1: Ecart entre les fréquences numériques et expérimentales de l'embrayage

		Position de butée (mm)			
		3	4	5	6
$\xi_i^m$	Plateau de pression	$10^{-3}$	$10^{-3}$	$10^{-3}$	$10^{-3}$
	Volant moteur	$10^{-3}$	$10^{-3}$	$10^{-3}$	$10^{-3}$
	Garniture	$1,5 \cdot 10^{-2}$	$1,4 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$
	Disque de progressivité	$3 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$
	Autres (diaphragme, languettes, butée, etc.)	$4 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$
	Crochets d'articulation	$4 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-3}$
$C_l$ Couvercle+volant secondaire (N.s/m)	176,8	176,8	176,8	176,8	
$\alpha$	2	5	2	10	
$\beta$	$10^{-6}$	$2 \cdot 10^{-6}$	$8 \cdot 10^{-6}$	$2 \cdot 10^{-5}$	

Tableau C-2: Les valeurs des coefficients  $\xi_i^m$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $C_l$  intégrées dans le modèle



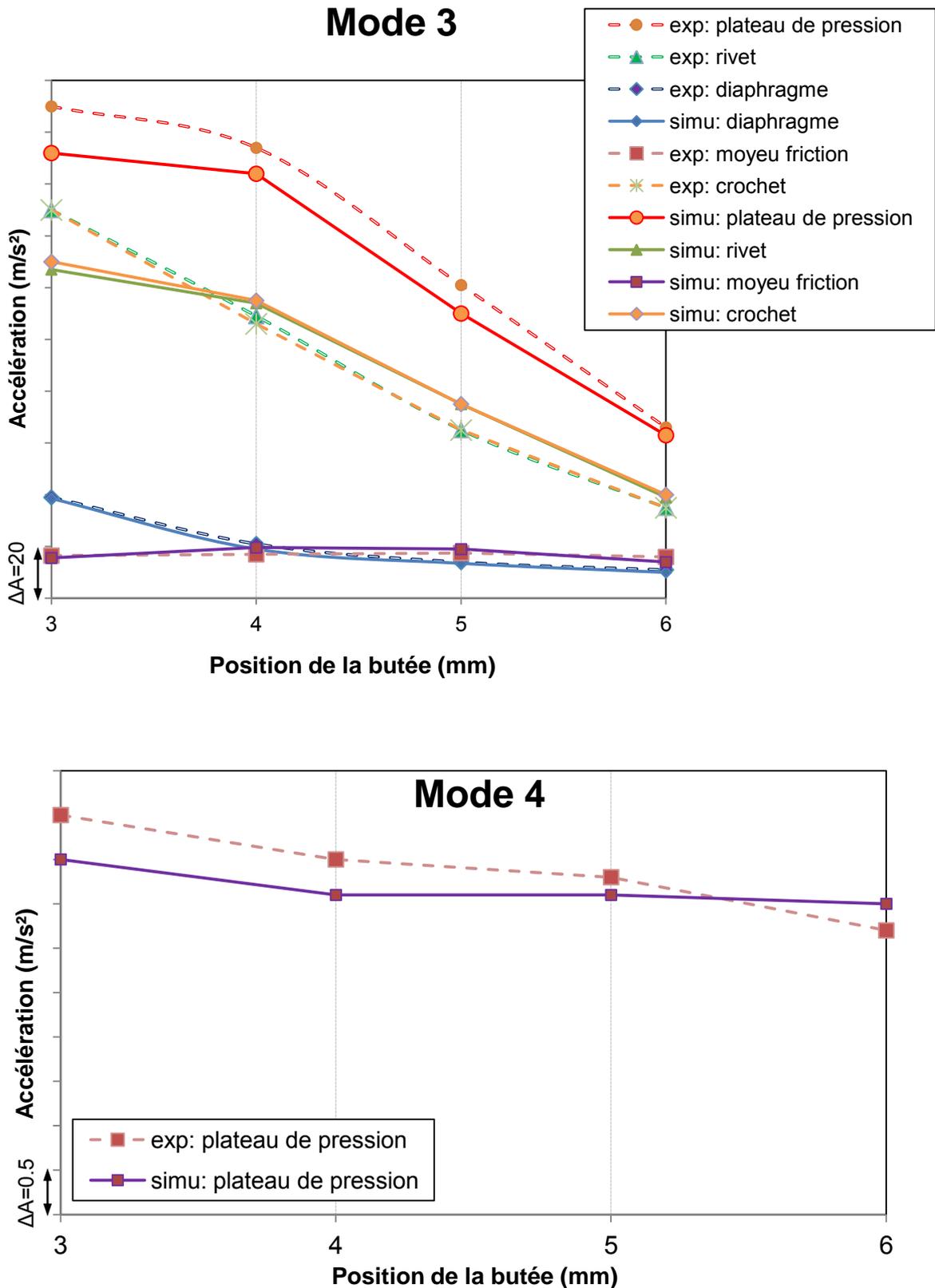


Figure C-2 : Evolution des niveaux d'accélération des composants de l'embrayage ; comparaison simulation (simu) et mesures (exp)

		Position de butée (mm)			
		3	4	5	6
Ecart	Mode1: moyeu friction	5%	3%	3%	9%
	Mode2: moyeu friction	9%	15%	3%	14%
	Mode3: plateau de pression	9%	6%	9%	5%
	Mode3: rivet	15%	5%	15%	11%
	Mode3: diaphragme	1%	10%	4%	9%
	Mode3: moyeu friction	5%	15%	9%	13%
	Mode3: crochet	13%	8%	15%	14%
	Mode4: plateau de pression	11%	10%	5%	9%

**Tableau C-3: Ecart entre les accélérations numériques et expérimentales des modes de l'embrayage**

## REFERENCES

- [1] J.-L. Ligier, E. Baron, *Acyclisme et vibrations, applications aux moteurs thermiques et aux transmissions*. Tome 1 & 2, Publications de l'Institut Français de Pétrole et des Moteurs, Paris: Editions TECHNIP, 2002.
- [2] B. Swoboda, *Équilibrage des machines alternatives*, Techniques de l'Ingénieur, B2770.
- [3] D. Drecq, *Essais des moteurs automobiles - Rôles techniques et économiques*, Techniques de l'Ingénieur, BM2960.
- [4] R. Lindas. *Embrayages, étude technologique*. Techniques de l'Ingénieur, B5851.
- [5] R. Lindas. *Embrayages, étude théorique et constitution générale*. Techniques de l'Ingénieur, B5854.
- [6] M. Boivin et J. Bahuaud. *Calcul des ressorts diaphragmes*. Mécanique N°298, 1974, pp. 24–31.
- [7] R. Hulin. *Boîtes de vitesses*. Techniques de l'Ingénieur, B5660.
- [8] E. Baron, P. Pescarou. *Transmissions dans l'automobile - Influence sur les performances du véhicule*. Techniques de l'Ingénieur, BM2583
- [9] H. Rahnejat. *Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain: Fundamentals, Applications and Future Trends*. Edition Elsevier, 2010.
- [10] D. Crolla et B. Mashadi. *Vehicle Powertrain Systems: Integration and Optimization*. Edition John Wiley & Sons, 2011.
- [11] P.J. Dolcini, C. Canudas-de-Wit, H. Béchart. *Dry Clutch Control for Automotive Applications*. Edition Springer Science & Business Media, 2010.
- [12] X. Wang. *Vehicle Noise and Vibration Refinement*. Edition Elsevier, 2010.
- [13] R.A. Krenz. *Vehicle Response to Throttle Tip-In/Tip-Out*. SAE Paper 850967, 1985.
- [14] D.P. Arrundale, K. Hussain, H. Rahnejat et M.T. Menday. *Acoustic response of driveline pieces under impacting loads (clonk)*. Proc. 31st ISATA, Dusseldorf, 1998, pp. 319–331.
- [15] J. Hawthorn. *A mathematical investigation of driveability*. Institution of Mechanical Engineers, C420//003, 1995.
- [16] P. Kelly, A. Reitz et J.-W. Biermann. *Special test bench to investigate NVH phenomena of the clutch system*. Aachener Kolloquium Fahrzeug-und Motorentechnik, 1999.
- [17] G. Chevallier. *Etude des vibrations de broutement provoquées par le frottement sec - application aux systèmes d'embrayage*. Thèse de doctorat, Université Pierre et Marie Curie, 2005.
- [18] A. Albers, A. Krüger, R. Lux et M. Albrecht. *Drive train examinations based on the example of clutch chatter — integrated drive train development*, Journal ATZ worldwide, Vol. 103, N°1, 2001, pp. 18-20.
- [19] A. Albers et D. Herbst. *Chatter-causes and solutions*. 6<sup>th</sup> luk kolloquium, 1998.
- [20] L. Polac, Q. Leclère, J.-L. Guyader et B. Laulagnet. *Vibro-acoustique des moteurs d'automobile*. Techniques de l'Ingénieur, BM2773.
- [21] A. Tikhomolov et A. Fidlin. *Nonlinear dynamic effects in automotive clutches*. Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics, Vol. 11, 2011, pp. 339-340.
- [22] P. Kelly et H. Rahnejat. *Clutch pedal dynamic noise and vibration investigation*. Multi-Body Dynamics: Monitoring and Simulation Techniques, Mechanical Engineering Publications Ltd, 1997, pp. 23-31.
- [23] P. Kelly et J.-W. Biermann. *Using Taguchi methods to aid understanding of a multi-body clutch pedal noise and vibration phenomenon*. Multi-Body Dynamics: Monitoring and Simulation Techniques, Mechanical Engineering Publications Ltd, 2004.

- [24] R. Esfahani, A. Farshidianfar, A. Shahrjerdi et F. Mustapha. *Longitudinal Vibrations Analysis of Vehicular Clutch*. Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 2009.
- [25] P. Kelly et H. Rahnejat. *Clutch pedal dynamic noise and vibration*. International symposium on multi-body dynamics - modelling and simulation techniques, MEP, Bradford UK, 1997.
- [26] M. Kushwaha, S. Gupta, P. Kelly et H. Rahnejat. *Elasto-multi-body dynamics of a multicylinder internal combustion engine*. Proceedings of Institute of Mechanical Engineers, Vol. 216, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2002, pp. 281-293.
- [27] A. Anstätt, C. Mohr et D. Klünder. *Clutch pedal vibration – Investigation and counter measures*. Forum acusticum, 2005, Budapest.
- [28] A. Carbonelli. *Caractérisation vibro-acoustique d'une cascade de distribution poids lourd*. Thèse de doctorat, École Centrale de Lyon, 2012.
- [29] M. Menday, H. Rahnejat et M. Ebrahimi. *Clonk, an onomatopoeic response in torsional Impact of automotive drivelines*. Proc. Inst. Mech. Engrs. Part D: J. Automobile Engineering, Vol. 213, N°4, 1999, pp. 349–357.
- [30] W. Oh et R. Singh. *Examination of clunk phenomena using a non-linear torsional model of a front wheel drive vehicle with manual transmission*. SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition SAE, Technical Paper 2005-01-2292, Traverse City, United States.
- [31] M. De la Cruz, S. Theodossiades et H. Rahnejat. *An investigation of manual transmission drive rattle*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, Vol. 224, N° 2, 2010, pp. 167-181.
- [32] H. Rahnejat et R. Whalley. *Multi-body Dynamics: Monitoring and Simulation Techniques*. Mechanical Engineering Publications, 1997.
- [33] B. Hervé, J.-J. Sinou, H. Mahé et L. Jezequel. *Analysis of squeal noise and mode coupling instabilities including damping and gyroscopic effects*. European Journal of Mechanics, A/Solids Vol. 27, N°2, 2008, pp. 141-160.
- [34] B. Hervé. *Crissement d'embrayage analyses linéaire, non-linéaire et étude expérimentale*. Thèse de doctorat, École Centrale de Lyon, 2009.
- [35] G.-X. Chen, Z.-R. Zhou, P. Kapsa et L. Vincent. *Experimental investigation into squeal under reciprocating sliding*. Tribology International Journal, Vol. 36, N°12, 2003, pp. 961–971.
- [36] N.-M. Kinkaid, O.-M. O'Reilly et P. Papadopoulos. *Automotive disc brake squeal*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 267, 2003, pp. 105–166.
- [37] H. Ouyang, W. Nack, Y. Yuan et F. Chen. *Numerical analysis of automotive disk brake squeal: a review*. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, Vol. 1, N°3, 2005, pp. 207–231.
- [38] P. Wickramarachi et R. Singh. *Analysis of Friction-Induced Vibration Leading to Eek Noise in a Dry Friction Clutch*. Proceedings of the International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Dearborn, MI, USA. Août 19-21, 2002.
- [39] J.-J. Sinou. *Synthèse non-linéaire des systèmes vibrants. Application aux systèmes de freinage*. Thèse de doctorat, École Centrale de Lyon, 2002.
- [40] F. Moirrot. *Étude de la stabilité d'un équilibre en présence de frottement de Coulomb. Application au crissement des freins à disque*. Thèse de doctorat, École Polytechnique, 1998.
- [41] D. Sinclair et N.J. Manville. *Frictional vibrations*. Journal of Applied Mechanics, 1955, pp. 207–213.
- [42] E. Rabinowicz. *Friction and wear of materials*. Wiley & Sons, 1995.
- [43] A.-K. Barnejee. *Influence of kinetic friction on the critical velocity of stick-slip motion*. Wear, Vol. 12, N°2, 1968, pp. 107–116.
- [44] S.-S. Antoniou, A. Cameron et C.-R. Gentle. *The friction-speed relation from stick-slip data*. Wear, Vol. 36, N°2, 1976, pp. 235–254.

- [45] H.-R. Mills. *Brake squeal*. Institution of Automotive Engineers, Research Report 9000B and Research Report 9162B, 1938.
- [46] P. Chambrette. *Stabilité des systèmes dynamiques avec frottement sec : application au crissement des freins à disque*. Thèse de doctorat, École Centrale de Lyon, 1991.
- [47] A. Fleske, G. Hoppe et H. Matthai. *A study on drum brake noise by holographic vibration analysis*. SAE Paper 800221, 1980.
- [48] J.-P. Boudot. *Modélisation des bruits de freinage des véhicules industriels*. Thèse de doctorat, École Centrale de Lyon, 1995.
- [49] R.-T. Spurr. *A theory of brake squeal*. Proceedings of the Automotive Division of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 15, N°1, 1961, pp. 33–40.
- [50] A. Papinniemi, J.-C. Lai, J. Zhao J et L. Loader. *Brake squeal: a literature review*. Applied Acoustics, Vol. 63, N°4, 2002, pp. 391-400.
- [51] R.-P. Jarvis et B. Mills. *Vibrations induced by dry friction*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 178, N°32, 1963-1964, pp. 847–866.
- [52] S.W.E. Earles et G.B. Soar. *Squeal noise in disc brakes*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Vibration and noise in motor vehicles, London, England, 1971, pp. 61–69.
- [53] S.W.E. Earles, G.B. Soar, H.G. Gibbs et T.H. Richards. *A vibrational analysis of a pindisc system with particular reference to squeal noise in disc brakes*. Stress, vibration and noise analysis in vehicles, Halsted press, 1975, pp. 237–251.
- [54] S.W.E. Earles et C.K. Lee. *Instabilities arising from the frictional interaction of a pin-disc system resulting in noise generation*. Journal of Engineering for Industry, Vol. 98, N°1, 1976, pp. 81–86.
- [55] M.R. North. *A mechanism of disc brake squeal*. 14ème Congrès de la Fédération Internationale des Sociétés d'Ingénieurs des Techniques de l'Automobile, 1972.
- [56] M.R. North. *Disc brake squeal*. Conference on Braking of Road Vehicles, Automobile Division of the Institution of Mechanical Engineers, Paper C38/76, 1976, pp. 169–176.
- [57] N. Hoffmann, M. Fischer, R. Allgaier et L. Gaul. *A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillations*. Mechanics Research Communications, Vol. 29, N°4, 2002, pp. 197–205.
- [58] J.-J. Sinou, F. Thouverez et L. Jezequel. *Methods to reduce non-linear mechanical systems for instability computation*. Archives of Computational Methods in Engineering, Vol. 11, N°3, 2004, pp. 257–344.
- [59] J. E. Mottershead et S. N. Chan. *Brake Squeal – an analysis of symmetry and flutter instability. Friction-induced Vibration, Chatter squeal and chaos*, American Society of Mechanical Engineers, Vol. DE-49, 1992, pp. 87-97.
- [60] H. Rahnejat, D. Centea et P. Kelly. *Non-linear multi-body dynamic analysis for the study of in-cycle vibrations (whoop) of cable operated clutch systems*. Proc. 30th ISATA, Florence, Italy, June 1997, pp. 245-252.
- [61] D. Arrundale, S. Gupta et H. Rahnejat. *Multi-body dynamics for the assessment of engine induced inertial imbalance and torsional-deflection vibration*. Multi-body Dynamics: Monitoring and Simulation Techniques - II, Bradford, 2000, pp. 207-232.
- [62] T. Hasebe, H. Yamamoto, H. et al. Aisin Seiki, U. A. *Experimental study of reduction methods for clutch pedal vibration and drive train rattling noise from clutch system*. SAE paper 932007, 1993.
- [63] D. Centea, H. Rahnejat et M.T. Menday. *Non-linear multi-body dynamic analysis for the study of clutch torsional vibrations (judder)*. Applied Mathematical Modelling, Vol. 25, N°3, 2001, pp. 177-192
- [64] A. Crowther, N. Zhang, D.K. Liu, et J.K. Jeyakumaran. *Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick-slip in automotive powertrain systems*. Proc IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 218, N°12, 2004, pp. 1427–1446.

- [65] A.R. Crowther, N. Zhang et R. Singh. Development of a Clunk Simulation Model for a Rear Wheel Drive Vehicle with Automatic Transmission. SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition, SAE Technical Paper 2005-01-2291, Traverse City, United States.
- [66] M.Y. Wang, W. Zhao et R. Manoj. *Numerical modeling and analysis of automotive transmission rattle*. Journal of Vibration and Control, Vol. 8, N°921, 2002, pp. 921-943.
- [67] V.G.S Simionatto, H.H. Miyasato, M.J. Dias. Numerical and experimental study of powertrains subjected to high torque fluctuation. Proceedings of PACAM XI 11th Pan-American Congress of Applied Mechanics, 2010, Foz do Iguaçu, PR, Brazil.
- [68] T. Wellmann, K. Govindswamy, et G. Eisele, *Driveline Boom Interior Noise Prediction Based on Multi Body Simulation*. SAE 2011 Noise and Vibration Conference and Exhibition, SAE Technical Paper 2011-01-1556, Grand Rapids, Michigan, USA, 2011.
- [69] T. Wellmann, K. Govindswamy, E. Braun et K. Wolff. *Aspects of Driveline Integration for Optimized Vehicle NVH Characteristics*. SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition, SAE Technical Paper 2007-01-2246, 2007, St. Charles, Illinois, USA.
- [70] P. Flores et H.M. Lankarani. *Dynamic response of multibody systems with multiple clearance joints*. ASME Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, Vol. 7, N°3, 2012.
- [71] D. Moreno, E. Mucchiy, G. Dalpiaz et A. Rivolaz. *Multibody analysis of the desmodromic valve train of the ducati motogp engine*. Multibody Dynamics 2007, ECCOMAS Thematic Conference Milano, Italy, 25–28 June 2007.
- [72] V. Acary. *Méthodes Numériques pour la simulation des systèmes multi-corps en présence de contact, de frottement et d'impacts*. JNRR'09 7ème Journées Nationales de la Recherche en Robotique, 2009.
- [73] Y. Tingqiang, T. Xiuying et C. Yilin. *A Research on Nonlinear Frequencies of Multibody Contact Systems*. Proceedings of 2012 International Conference on Mechanical Engineering and Material Science, 2012.
- [74] M. Nouby, D. Mathivanan et K. Srinivasan. *A combined approach of complex eigenvalue analysis and design of experiments (DOE) to study disc brake squeal*. International Journal of Engineering, Science and Technology, Vol. 1, N°1, 2009, pp. 254-271.
- [75] A-R. AbuBakar et H. Ouyang. *Complex eigenvalue analysis and dynamic transient analysis in predicting disc brake squeal*. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, Vol. 2, N°2, 2006.
- [76] I. Ahmed, E. Allam, M. Khalil et S. Abouel-seoud. *Automotive Drum Brake Squeal Analysis Using Complex Eigenvalue Methods*. International Journal of Modern Engineering Research, Vol. 2, N°1, 2002, pp. 179-199.
- [77] G. Fritz, J-J. Sinou, J-M. Duffal et L. Jezequel. *Effects of damping on brake squeal coalescence patterns application on a finite element model*. Mechanics Research Communications, Vol. 34, N°2, 2007, pp. 181-190.
- [78] M. Triches, S.N.Y. Gerges et R. Jordan. *Analysis of brake squeal noise using the finite element method: A parametric study*. Applied Acoustics, Vol. 69, N°2, 2008, pp. 147–162.
- [79] J.-S. Choi et al. *Structural optimization of an automobile transmission case to minimize radiation noise using the model reduction technique*. Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 25, N°5, 2011, pp. 1247-1255.
- [80] J. Zhou, W. Sun, et Q. Tao. *Gearbox Low-Noise Design Method Based on Panel Acoustic Contribution*. Mathematical Problems in Engineering, Vol. 2014, 2014.
- [81] J. Perret-Liaudet, A. Carbonelli, E. Rigaud et B. Nelain. *Modeling of Gearbox Whining Noise*. SAE Technical Paper 2014-01-2090, 8th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress: The European Automotive Noise Conference, 2014.
- [82] D. Guo et G. Sun. *Vibroacoustic Modeling and Path Control of Air-Borne Axle Whine Noise*. Advances in Mechanical Engineering, Vol. 2014, 2014.

- [83] E. Yuksel G. Kamci et I. Basdogan. *Vibro-Acoustic Design Optimization Study to Improve the Sound Pressure Level Inside the Passenger Cabin*. ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 134, N°6, 2012.
- [84] N. Tsujiuchi, T. Koizumi, T. Nagao *et al.* *Vibration Transmission Analysis of Automotive Body for Reduction of Booming Noise*. SAE Int. J. Passeng. Cars – Mech. Syst. Vol. 4, N°2, 2011, pp. 1283-1290.
- [85] J. Durand, L. Gagliardini, et C. Soize. *Nonparametric Modeling of the Variability of Vehicle Vibroacoustic Behavior*. SAE Technical Paper 2005-01-2385, 2005, SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition, Traverse City, United States.
- [86] F. Massi, L. Baillet, O. Giannini, et A. Sestieri. *Brake squeal, Linear and nonlinear numerical approaches*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 21, N°6, 2007, pp. 2374–2393.
- [87] T. Gmür. *Dynamique des structures : analyse modale numérique*. Presses Polytechniques et Universitaires Romandes (PPUR), 1997.
- [88] D.-J. Ewins. *Modal Testing, Theory, Practice, and Application*. Mechanical Engineering Research Studies: Engineering Dynamics Series, 2000.
- [89] P. Alart et A. Curnier. *A mixed formulation for frictional contact problems prone to Newton like solution methods*. Comp. Methods Appl. Mech. Eng., Vol. 92, N°3, 1991, pp. 353-375.
- [90] P. Wriggers. *Computational contact mechanics*, Wiley, 2002.
- [91] B.-J Schwarz et M.-H Richardson. *Experimental Modal Analysis*. CSI Reliability Week, Orlando, Florida USA, 1999.
- [92] S. Sfarni, E. Bellenger, J. Fortin et M. Malley. *Finite element analysis of automotive cushion discs*. Journal of Thin-Walled Structures, Vol. 47, N°4, 2009, pp. 474-483.
- [93] J.-C. Craveur. *Modélisation des éléments finis, 3<sup>ème</sup> édition*, DUNOD, 2008.
- [94] F. Cantone et F. Massi. *Effect of damping on the propensity of squeal instability: A numerical investigation*. Proceedings of ISMA2010, ISMA 2010, Leuven, Belgique.
- [95] P. Paultre. *Dynamics of Structures*. 784. ISTE/Wiley. 2010
- [96] F. Massi, O. Giannini et L. Baillet. *Brake squeal as dynamic instability: an experimental investigation*. Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 120, N°3, 2006, pp. 1388-1399.
- [97] N. Coudeyras. *Analyse non-linéaire des instabilités multiples aux interfaces frottantes: application au crissement de frein*. Thèse de doctorat, École centrale de Lyon, 2009.
- [98] J.-J. Sinou et L. Jézéquel. *The influence of damping on the limit cycles for a self-exciting mechanism*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 304, N°3-5, 2007, pp. 875–893.
- [99] N. Hoffmann et L. Gaul. *Effects of damping on mode-coupling instability in friction induced oscillations*. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, Vol. 83, N°8, 2003, pp.524–534.
- [100] I. Nurhad I. et A. Seireg. *Gear Noise Simulation Using a Displacement Based Finite Element Method*. SAE Proceeding of the 4th Inter. Pacific Conference on Automotive Engineering, Vol. 1, 1987, pp. 201.1-5.
- [101] B.Ryzhik. *Suppression of Friction-Induced Bending Vibrations in a Flexible Disk Sliding in Contact With a Rigid Surface*. Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 136, N°1, 2014.