

THÈSE

Présentée pour obtenir le titre de

DOCTEUR

DE

L'ÉCOLE CENTRALE DE LYON

SPÉCIALITÉ : MÉCANIQUE

ÉCOLE DOCTORALE MEGA

MÉCANIQUE, ÉNERGÉTIQUE, GÉNIE CIVIL, ACOUSTIQUE

par

Olivier FAZIO

AMÉLIORATION DE LA PRÉDICTIVITÉ DES CALCULS DE CRISSEMENT DE FREIN

Présentée et soutenue publiquement le 08 mars 2016, devant le jury d'examen :

T. TISON, Professeur, Université de Valenciennes	Rapporteur
S. BERGER, Professeur, INSA Val de Loire	Rapporteur
J.-J. SINOUE, Professeur, École Centrale de Lyon	Directeur de thèse
L. JÉZÉQUEL, Professeur, École Centrale de Lyon	Examineur
S. NACIVET, Expert techniques numériques, PSA Peugeot Citroën	Examineur

Remerciements

Je tiens en premier lieu à remercier mon directeur de thèse, le professeur Jean-Jacques SINOUE pour son aide et ses conseils avisés tout au long de mes travaux.

Je remercie également Samuel NACIVET, mon encadrant industriel, pour son suivi quotidien, son regard critique et son implication dans l'avancée de mes travaux.

Je souhaite ensuite remercier le professeur Louis JÉZÉQUEL pour avoir accepté de présider le jury. Je tiens également à remercier le professeur Thierry TISON et le professeur Sébastien BERGER pour avoir été les rapporteurs de ce mémoire.

Je voudrais adresser mes remerciements à tous les membres de l'équipe modélisation numérique chez PSA Peugeot Citroën pour leur convivialité et leur contribution à une excellente atmosphère de travail. J'ai particulièrement apprécié ces conditions pour mener à bien mes travaux.

Enfin je tiens à remercier ma famille et mes proches qui ont su me soutenir au jour le jour au cours de cette thèse.

Résumé

Le crissement de frein résulte d'une instabilité vibratoire du système de freinage induite par le frottement des garnitures sur le disque. Ce phénomène se traduit par des bruits hautes fréquences, de 1kHz à 20kHz, et pouvant atteindre des niveaux de 110dB. L'objectif de cette thèse est d'enrichir la filière de simulation actuelle afin de mieux prédire ce phénomène. La taille grandissante des modèles de calcul est aujourd'hui un frein à l'utilisation de méthodes, plus complexes que la classique analyse de stabilité et coûteuses en temps de calcul. De plus, ces modèles ne rendent pas compte du comportement viscoélastique de certains composants. Dans un premier temps, l'analyse expérimentale du crissement nous permet d'identifier les points clés de la modélisation du phénomène. Ensuite, une stratégie de réduction de la taille des modèles, via la réduction de l'interface de contact et la génération de super-élément est mise au point. Puis, une méthode d'implémentation du comportement viscoélastique dans les calculs de stabilité est proposée. Enfin, une analyse de sensibilité est menée afin d'identifier les paramètres fortement influents sur l'estimation des instabilités.

Mots clés : crissement de frein, stabilité, contact, frottement, viscoélasticité, réduction.

Abstract

Brake squeal is due to a vibrational instability of the brake system induced by the friction between the pads and the disc. It results in a high frequency noise of 1kHz to 20kHz, up to 110 dB. The objective of this thesis is to enrich the current numerical process to better predict the squeal noise. The growing size of the numerical models is now an obstacle to the use of methods, more complex than the conventional stability analysis, but time-consuming. Moreover, these models do not take into account the viscoelastic behavior of some component. First, the experimental analysis of squeal allows us to identify the key points of the modeling of brake squeal. Then, a strategy in order to minimize the size of the model, thanks to the reduction of the contact interface and super-element generation is developed. Then, a method for integrating viscoelastic behaviour in stability analysis is proposed. Finally, a sensitivity analysis is performed to identify highly influential parameters on the estimation of instabilities.

Keywords : brake squeal, stability, contact, friction, viscoelasticity, reduction.

Introduction

Le freinage automobile représente un organe important de la sécurité active d'un véhicule. Outre son caractère sécuritaire, il est devenu au cours des dernières années la source de nombreuses études portant sur la qualité perçue. En effet, l'insonorisation sous capot s'étant grandement améliorée au fil des années, le bruit du moteur, source principale des nuisances sonores vis à vis du client, laisse de plus en plus place aux autres bruits parasites du véhicule. On peut citer différentes nuisances qui ont fait l'objet de différentes études comme le gloglottement des amortisseurs, la grenaille de boîte de vitesse, la sirène, le broutement de l'embrayage et enfin le crissement dont l'étude expérimentale et numérique fera l'objet de cette thèse. Le phénomène de crissement de frein est caractérisé par un bruit haute fréquence (1kHz-20kHz) pouvant atteindre des niveaux acoustiques de l'ordre de 110dB. Ces émissions sonores sont directement associées à une mauvaise qualité perçue par le client même si elles n'ont pas d'influence sur l'efficacité du freinage. La problématique du crissement a largement été étudiée par la communauté scientifique, cependant la complexité et la diversité des systèmes industriels rendent systématique les analyses numériques et expérimentales lors de chaque phase de conception. Il est communément admis que le crissement résulte de vibrations auto-entretenues provenant d'une instabilité de la position d'équilibre statique. Cette instabilité est induite par le frottement à l'interface de contact disque/plaquettes. Les travaux numériques classiquement menés en milieu industriel visent à étudier la stabilité du système en observant le phénomène de couplage modal, à l'origine du phénomène de crissement. La taille croissante des modèles utilisés ainsi que le coût numérique associé rendent difficile l'utilisation de méthodes plus complexes, dans des délais compatibles des plannings de développements industriels. De plus, la modélisation actuelle chez PSA Peugeot Citroën ne prend pas encore en compte les solutions technologiques d'amortissement des vibrations proposées par les fabricants de plaquettes.

Objectif industriel et scientifique

Dans ce contexte, l'objectif principal de cette thèse est d'enrichir la modélisation actuelle du phénomène de crissement. Cela permettra d'anticiper dans les phases de développement de tout nouveau système l'apparition du phénomène. On pourra ainsi pallier au problème en modifiant, bien en amont dans le cycle de développement, la géométrie des pièces ou encore en orientant le choix de matériaux amortissants, tels que les shims. Compte-tenu de la dimension industrielle de nos travaux, il sera important de proposer des modèles et des méthodes de calcul dont les temps de résolutions associés seront compatibles des contraintes de temps imposées par les cycles de développement. C'est pourquoi une partie des résultats présentés dans ce manuscrit traitera de la réduction de ces modèles.

L'atteinte des objectifs industriels passe par un certain nombre de points-clés scienti-

fiques. Il faudra parfaitement comprendre la phénoménologie du crissement par le biais d'une étude expérimentale, afin de mettre en œuvre une modélisation du système capable de rendre compte du couplage modal, désigné comme origine du crissement. De plus, nous devons être en mesure d'appréhender le comportement viscoélastique de certains des composants du système et de faire un choix quant à la modélisation de celui-ci. Une stratégie de réduction efficace du modèle devra également être proposée afin de garantir une bonne précision des résultats tout en limitant les temps de calculs.

Plan

Le premier chapitre de ce manuscrit présentera les systèmes de freinage automobiles, les technologies associées et leurs différents composants. Un état de l'art des recherches scientifiques sur la phénoménologie du crissement ainsi que les modèles associés sera également détaillé dans ce chapitre. Enfin, il présentera quelques méthodes de réduction de modèles numériques applicables à notre cas d'étude du phénomène de crissement sur un modèle industriel de grande dimension via la méthode des éléments finis.

Il sera question au chapitre 2 d'analyser les résultats d'une campagne d'essai qui a été réalisée au cours de cette thèse. Cette campagne a été conduite dans le cadre d'un partenariat avec Chassis Brake International, fournisseur de systèmes de freinage pour PSA Peugeot Citroën. Les résultats nous ont permis de mesurer notamment l'influence des shims sur l'apparition du crissement. L'analyse de ces essais nous permet d'orienter nos choix de modélisation pour l'étude, via un modèle éléments finis, de la stabilité du système.

Dans le chapitre 3 une étude numérique complète est présentée sur la réduction d'un modèle éléments finis d'un système de freinage automobile. Les choix de modélisation de l'interface de contact frottant, qui joue un rôle important dans l'apparition des instabilités, y sont détaillés. Ensuite, une stratégie de réduction de modèle qui fait appel à la réduction des interfaces de contact ainsi qu'à l'utilisation d'un super-élément est présentée. Son application sur notre modèle industriel nous permet d'en mesurer la performance pour une analyse de stabilité. Cette méthode représente un compromis idéal entre prédictivité et temps de calcul et ouvre les portes pour une application, sur des systèmes de dimension industrielles, de méthodes d'analyse plus avancées telles que la balance harmonique contrainte (CHBM) ou l'analyse transitoire des vibrations non-linéaires.

Les travaux numériques se poursuivent dans le chapitre 4 où il sera question d'enrichir le modèle éléments finis initial de la modélisation des shims. Les shims sont des matériaux au comportement viscoélastique qui sont placés au dos des plaquettes et dont l'utilisation vise à éliminer le crissement. Ce chapitre présentera les travaux d'adaptation de la filière de calcul actuelle pour prendre en compte l'effet de leur viscoélasticité via un modèle de Maxwell généralisé. Un cas d'application sera présenté et comparé à la modélisation actuelle vis à vis des résultats en stabilité.

Enfin, le chapitre 5 mettra en perspective les choix de modélisation faits jusqu'ici pour élaborer les modèles de calculs utilisés aujourd'hui chez PSA Peugeot Citroën pour l'étude du crissement. La sensibilité des résultats en stabilité sera étudiée par rapport à de nombreux paramètres tels que les conditions limites aux interfaces de contact des plaquettes, la formulation des contacts ou encore les propriétés matérielles des constituants des shims.

Table des matières

1	État de l'art, du freinage au mécanisme de crissement	1
1.1	Le freinage automobile	2
1.2	Phénomènes vibratoires et bruits induits par les systèmes frottants	7
1.3	Etudes phénoménologiques et modélisation du crissement	9
1.4	Conclusion	17
1.5	Références	18
2	Analyse expérimentale du crissement	21
2.1	Introduction	22
2.2	Système et montage d'essai	22
2.3	Résultats d'essais	26
2.4	Conclusions	44
2.5	Références	45
3	Présentation du modèle d'étude et réduction de modèle	47
3.1	Introduction	48
3.2	Description du système	48
3.3	Modèle éléments finis	50
3.4	Démarche numérique	52
3.5	Application au modèle métier PSA	61
3.6	Conclusions	78
3.7	Références	79
4	Modélisation des shims et impact sur la stabilité du système de freinage	81
4.1	Introduction	82
4.2	La viscoélasticité : utilisation, propriétés et modélisation	83
4.3	Analyse de stabilité sur un système viscoélastique	86
4.4	Modélisation 3D des shims et études préliminaires de l'impact de l'ajout de leur géométrie	87
4.5	Adaptation de l'interface réduite pour l'intégration des shims	93
4.6	Prise en compte de la viscoélasticité pour le calcul des instabilités sur le super-élément	100
4.7	Conclusions	109
4.8	Références	111
5	Sensibilité des modèles numériques sur les résultats en stabilité	113
5.1	Introduction	114
5.2	Sensibilité au calage des plaquettes	114
5.3	Sensibilité à la formulation du contact	121
5.4	Sensibilité matérielle aux paramètres du shim	126

5.5 Conclusions	131
5.6 Références	132
Conclusion et perspectives	133

Liste des figures

1.1	Architecture du système de freinage automobile	3
1.2	Illustration d'un frein à tambour	3
1.3	Fonctionnement d'un frein à tambour	3
1.4	Illustration d'un frein à disque	4
1.5	Fonctionnement d'un frein à disque	4
1.6	Étrier fixe VS flottant	5
1.7	Différentes technologies de ventilation des disques	6
1.8	Illustration d'un shim assemblé de manière mécanique au dos d'une plaque	7
1.9	Classification des bruits liés aux systèmes de freinage	8
1.10	Observation d'une déformée opérationnelle par interférométrie	10
1.11	Illustration du montage pour l'holographie acoustique	10
1.12	Variation du coefficient de frottement avec la vitesse de glissement	11
1.13	Illustration du modèle de Stick-slip	11
1.14	Modèle de Sprag-slip	12
1.15	Illustration du modèle de Hoffman	13
1.16	Évolution des parties réelles et imaginaires en fonction de μ	14
1.17	Évolution de la taille des modèles éléments finis pour l'étude du crissement	15
2.1	Étrier du système ZoHe59	22
2.2	Banc d'essai	23
2.3	Position du micro	24
2.4	Freinages crissants et évolution de la température	27
2.5	Distribution du crissement par fréquence mesurée	27
2.6	Niveaux acoustiques mesurés par fréquence de crissement	28
2.7	Fréquences mesurées en fonction du coefficient de frottement	30
2.8	Distribution du coefficient de frottement par instabilité	31
2.9	Distribution de la température	32
2.10	Evolution de la fréquence de crissement à 3kHz avec la température	32
2.11	Fréquences de crissement mesurées en fonction de la pression de freinage	33
2.12	Distribution de pression	33
2.13	Freinages crissants et évolution de la température	34
2.14	Niveaux acoustiques mesurés par fréquence de crissement	35
2.15	Freinages crissants et évolution de la température	36
2.16	Distribution du crissement par fréquence mesurée	36
2.17	Comparaison des signaux en dB	38
2.18	Comparaison acoustique et vibratoire du crissement	39
2.19	Consignes en pression et en vitesse des freinages de la tâche Drag01	40
2.20	Niveaux et fréquences mesurés pour les essais de freinage de maintien	41

2.21	Influence de la vitesse sur l'occurrence du crissement à 3kHz	42
2.22	Influence de la température et de la pression sur le crissement à 3kHz	43
2.23	Distribution de la pression pour l'occurrence du crissement à 3kHz	44
3.1	Vue éclatée du système de freinage PSA	49
3.2	Cinématique du freinage	49
3.3	Loi de pénalité linéaire	51
3.4	Cône de frottement de Coulomb	51
3.5	Analyse de stabilité et couplage modal	53
3.6	Déformées modales des principales instabilités	54
3.7	Modélisation du contact réduit sous Abaqus	55
3.8	Stratégie de réduction	58
3.9	Positionnement des nœuds du contact Abaqus réduit	59
3.10	Distribution du coefficient de pondération	60
3.11	Différentes réductions du contact	62
3.12	Comparaison de l'état de contact de chacun des modèles réduits	64
3.13	Distribution de l'effort de contact	66
3.14	Comparaison du champ de contraintes entre modèles Abaqus pour $\mu = 0.5$	67
3.15	Comparaison du champ de contraintes sur la plaquette intérieure	68
3.16	Comparaison des contraintes de Von Mises sur le disque	68
3.17	Matrices de MAC	70
3.17	Matrices de MAC	71
3.18	Évolution du coefficient de MAC	72
3.19	Principales instabilités sur les différents modèles	73
3.20	Évolution des instabilités en fonction du coefficient de frottement	73
3.21	Évolution des fréquences et des parties réelles, super-élément unique	76
3.22	Évolution du contact en fonction du coefficient de frottement	77
3.23	Évolution des fréquences et des parties réelles, super-éléments multiples	77
4.1	Agencement du shim au dos d'une plaquette	84
4.2	Modèle de Kelvin-Voigt	84
4.3	Modèle de Maxwell	85
4.4	Modèle de Maxwell généralisé	85
4.5	Composition des différentes couches du shim.	87
4.6	État de contact à l'interface piston/plaquette et boîtier/plaquette	89
4.7	État de contact à l'interface disque/plaquettes	89
4.8	Analyse de stabilité avec et sans modélisation du shim	90
4.9	Déformées modales des principales instabilités	92
4.10	Modélisation du contact réduit à l'interface du shim	94
4.11	Identification des raideurs statique du shim	94
4.12	Interface réduite des contacts impliquant les shim	95
4.13	État de contact aux interfaces réduites à l'équilibre statique	96
4.14	Analyse de stabilité modèle Abaqus aux interfaces réduites	97
4.15	Coefficient de MAC pour les principales instabilités	98
4.16	Amélioration de la base du super-élément	100
4.17	Courbes de module et de phase du modèle de Maxwell	102
4.18	Recalage des paramètres de viscoélasticité	104
4.19	Analyse de stabilité avec viscoélasticité des shims	105
4.20	Balayage en viscoélasticité	106
4.21	Analyse de stabilité en balayant la viscoélasticité des shims	107

4.22 Évolution des principales instabilités en fonction de la viscoélasticité	108
4.23 Déstabilisation par viscoélasticité	109
5.1 Interfaces de contact de calage des plaquettes intérieur (à g.) et extérieur (à dr.)	115
5.2 Dispersion des résultats du calcul de stabilité en fonction de la configuration de contact des interfaces de calage des plaquettes	116
5.3 Distribution des fréquences instables sur la plage 0-6kHz	116
5.4 Déformées modales des principales instabilités pour les configurations extrêmes de contact	118
5.5 Occurrences des parties réelles sur la plage 0-6kHz	119
5.6 Distribution de la configuration de contact par plage de fréquences	121
5.7 Influence de la formulation du contact des shim sur la stabilité	122
5.8 Influence de la formulation du contact des shim sur le couplage à 2.4kHz . .	123
5.9 Influence de la formulation du contact des shim sur le couplage à 1kHz et 1.2kHz	123
5.10 Sensibilité à la configuration de contact des plaquettes pour les modèles element based et node based	124
5.11 Sensibilité de l'instabilité à 2.4kHz	125
5.12 Distribution de la configuration de contact pour les occurrences instables à 2.4kHz du modèle node based	125
5.13 Distribution de la configuration de contact pour les occurrences instables à 2.4kHz du modèle element based	126
5.14 Sensibilité des résultats de l'analyse de stabilité au module d'Young du caoutchouc des shims	127
5.15	128
5.15 Sensibilité des principales instabilités au module du shim	129
5.16 Sensibilité des résultats de l'analyse de stabilité au module d'Young du caoutchouc des shims pour le modèle node based	130
5.17 Sensibilité au module d'Young du caoutchouc pour les modèles element based et node based	131

Liste des tableaux

2.1	Description des différentes tâches de la procédure d'essai	25
2.2	Influence de la répétition des tâches sur le crissement	29
2.3	Caractéristiques des enregistrements analysés	37
3.1	Modélisation des principaux contacts	50
3.2	Coefficient de pondération pour différents degrés d'interpolation	60
3.3	Caractéristiques des différentes interfaces réduites	62
3.4	Erreur relative sur la fréquence des modes sur la plage 0-6kHz à $\mu = 0.5$	66
3.5	Erreur moyenne, Abaqus 104/212 par rapport à la référence métier	74
3.6	Erreur Min/Max, Abaqus 104/212 par rapport à la référence métier.	74
3.7	Erreur moyenne, super-élément VS Abaqus104	78
3.8	Erreur Min/Max, super-élément VS Abaqus104	78
4.1	Épaisseur de chacune des couches du shim	88
4.2	Propriétés matérielles des couches du shim	88
4.3	Raideurs statiques des shims	94
4.4	Erreur relative, super-élément VS Abaqus réduit	99
4.5	Erreur relative, super-élément base augmentée VS Abaqus réduit	99
4.6	Paramètres du modèle de Maxwell généralisé représentant un shim	101
4.7	Fréquences instables du super-élément viscoélastique	105
5.1	Paramètres associés aux contacts	115
5.2	Principales fréquences instables pour les configurations extrêmes de contact	117
5.3	Plage de fréquences instables	117

Chapitre 1

État de l'art, du freinage au mécanisme de crissement

Sommaire

1.1 Le freinage automobile	2
1.1.1 Le frein à tambour	2
1.1.2 Le frein à disque	2
1.2 Phénomènes vibratoires et bruits induits par les systèmes frottants . . .	7
1.3 Etudes phénoménologiques et modélisation du crissement	9
1.3.1 Observations expérimentales	9
1.3.2 Modèles phénoménologiques et vibrations auto-entretenues	9
1.3.3 Modèles éléments finis	14
1.4 Conclusion	17
1.5 Références	18

1.1 Le freinage automobile

Avant de décrire les modèles mathématiques développés afin de représenter le phénomène de crissement, il conviendra de faire un bref état de l'art des systèmes de freinage automobiles pour mieux appréhender les mécanismes mis en jeu et la complexité du système qui sera à l'étude dans la suite de ce manuscrit.

Le freinage automobile a pour fonction principale de ralentir la vitesse ou d'arrêter le véhicule en fonction des conditions de trafic. Le principe de base qui repose sur ce phénomène est de convertir l'énergie cinétique du véhicule en une autre forme d'énergie. Le phénomène du crissement est directement lié à la dissipation d'une part de cette énergie cinétique sous forme d'énergie vibratoire. La majeure partie de cette énergie est transformée en chaleur à l'aide d'un système de friction. Ce système de friction, qui agit sur les éléments en rotation, est placé dans chaque roue du véhicule. On demande au matériau de friction d'avoir des propriétés constantes malgré l'augmentation de température qu'il peut y avoir au cours du freinage.

On compte aujourd'hui deux technologies principales qui sont utilisées pour le freinage automobile (figure 1.1), à savoir :

- les freins à tambour,
- les freins à disque.

Les principales technologies et leurs mécanismes sont détaillés dans les sections suivantes.

1.1.1 Le frein à tambour

Cette technologie a été utilisée majoritairement sur les véhicules jusqu'à l'arrivée des freins à disque. Cela dit, son faible coût lui permet d'être toujours utilisée sur l'essieu arrière des véhicules, notamment en tant que frein de stationnement. Une illustration de ce type de système est présentée à la figure 1.2.

Fonctionnement

Le tambour est entraîné par la rotation de la roue. Les mâchoires, situées à l'intérieur de ce tambour, sont liées par un ressort de rappel qui les empêche, quand le conducteur n'appuie pas sur la commande de freinage, d'entrer en contact avec le tambour (figure 1.3(a)). Ces mâchoires sont recouvertes d'une garniture composée d'un matériau de friction. Une fois que le frein est actionné, le piston vient pousser les mâchoires qui pivotent et entrent ainsi en contact avec le tambour en rotation, ce qui a pour action de ralentir le véhicule (figure 1.3(b)). C'est le ressort de rappel qui, en fin de freinage, permet d'éviter le blocage des roues en décollant les mâchoires du tambour.

1.1.2 Le frein à disque

En comparaison aux freins à tambours, les freins à disque freinent plus efficacement, refroidissent plus vite et présentent des propriétés auto-nettoyantes, du fait des forces centrifuges mises en jeu. Ces nombreux avantages leur ont permis de s'imposer comme la référence des systèmes de freinage équipant l'essieu avant des automobiles. Une illustration de ce type de système est présentée à la figure 1.4.

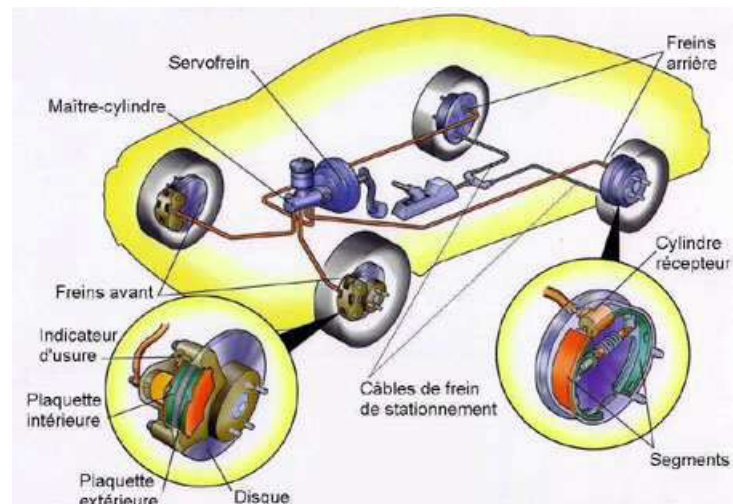
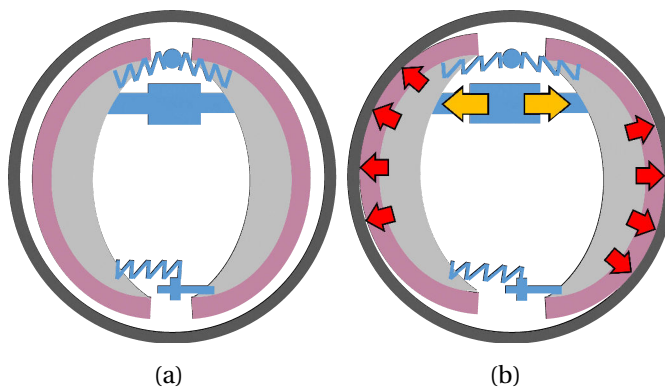


FIGURE 1.1 – Architecture du système de freinage automobile



(a)

FIGURE 1.2 – Illustration d'un frein à tambour



(a)

(b)

FIGURE 1.3 – Fonctionnement d'un frein à tambour, au repos (a) et lors du freinage (b)



FIGURE 1.4 – Illustration d'un frein à disque

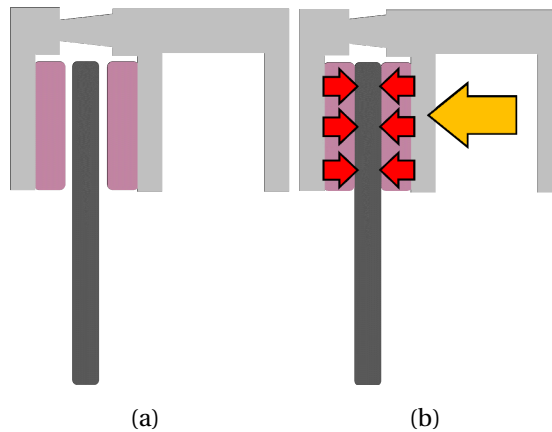


FIGURE 1.5 – Fonctionnement d'un frein à disque, au repos (a) et lors du freinage (b)

Fonctionnement

Le système se compose d'un disque solidaire de la roue qui est donc mis en rotation quand le véhicule se déplace. Un jeu de plaquettes est placé de part et d'autre de ce disque. On nomme plaquette intérieure celle qui est placée côté véhicule et plaquette extérieure celle du côté roue (figure 1.5(a)). Ces plaquettes sont maintenues dans l'étrier et peuvent translater de manière normale à la surface du disque sous l'action d'un ou plusieurs pistons. Elles viennent alors, au cours d'une opération de freinage, pincer le disque et ralentir sa rotation jusqu'à stopper le véhicule (figure 1.5(b)).

On décrit maintenant les principaux composant d'un frein à disque automobile, système utilisé dans le cadre de cette thèse.

Étrier fixe vs flottant

L'étrier est la pièce du système de freinage qui contient les plaquettes et vient les mettre en mouvement à l'aide d'un ou plusieurs pistons. Deux technologies sont aujourd'hui utilisées pour cette pièce en fonction de la performance de freinage recherchée : l'étrier fixe et l'étrier flottant. Un étrier fixe se compose au minimum de deux pistons alors qu'il n'en faut qu'un pour un étrier flottant. Pour un étrier fixe, un piston est placé

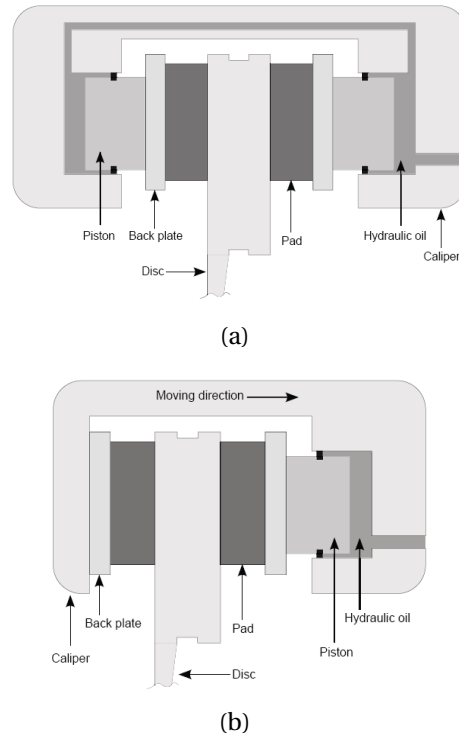


FIGURE 1.6 – Comparaison des technologies d'étrier fixe (a) et flottant (b) illustration adaptées de [Ras14]

de chaque côté du disque, au dos de chacune des plaquettes, intérieure comme extérieure. Lorsque le conducteur freine, chaque piston pousse alors la plaquette qui lui est associée contre la surface du disque en rotation. L'étrier est lui fixe et ne sert que de guide à la translation du piston et des plaquettes.

Dans le cas de l'étrier flottant, un seul piston est nécessaire du côté intérieur du système. La plaquette extérieure est alors plaquée contre le disque par le coulisement de l'étrier dans un porte étrier. Quand la pression est appliquée, le piston avance et vient pousser la plaquette intérieure contre le disque. Quand la plaquette intérieure est en contact avec le disque, l'effort de réaction appliqué à l'étrier le fait coulisser dans la direction opposée au mouvement de la plaquette, de sorte qu'il vient également déplacer la plaquette extérieure contre le disque. Cette conception a l'avantage d'être plus légère et moins coûteuse, ce qui en fait la solution la plus répandue dans l'industrie automobile. Cela dit, les véhicules nécessitant de hautes performances de freinage, notamment en sport automobile, sont eux équipés de systèmes à étrier fixe possédant plusieurs pistons par plaquettes.

Le disque

Le disque, solidaire de l'axe de roue, tourne à la même vitesse que celle-ci. Plus la quantité d'énergie cinétique convertie en chaleur sera élevée, plus le freinage sera efficace. Cependant, il ne faut pas que l'échauffement des pièces du système dû à cette dissipation d'énergie ne vienne influencer sur les performances du freinage. On trouve donc dans la conception des disques de nombreuses solutions pour dissiper cette chaleur. L'introduction d'une cloche de montage permet d'augmenter la surface globale du disque ce qui facilite le refroidissement [KOP03]. De plus, il existe désormais des disques appelés

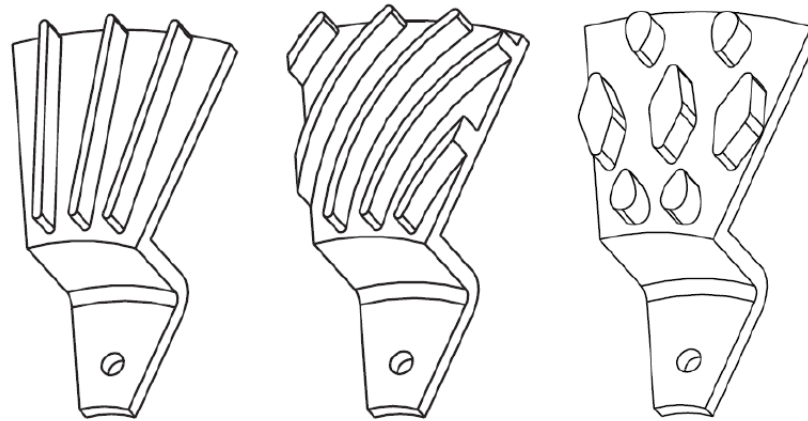


FIGURE 1.7 – Différentes technologies de ventilation des disques schématisées sur une portion de disque de 30° [Ras14]

ventilés dont différentes configurations sont présentées à la figure 1.7. La piste de frottement n'est plus une pièce volumique pleine, elle est creusée de nombreux canaux qui, avec la rotation, facilitent l'écoulement d'air permettant le refroidissement du disque. Les disques sont majoritairement fait en fonte grise, ce qui leur confère une très bonne tenue à l'usure. On trouve certaines applications spécifiques de disque en carbone, notamment pour la compétition automobile. Cependant, leur performance n'est observée que pour de très hautes températures, causées par d'importantes puissances de freinage. Cela ne représente donc pas les cas d'application les plus communs dans l'industrie automobile.

Les plaquettes

Les plaquettes sont composées de plusieurs éléments et de différents matériaux. Une plaquette se compose toujours d'un matériau d'usure appelé garniture, fixé sur un support ou encore backplate, qui lui est rigide et résistant à l'usure. La rigidité de cette backplate doit permettre la transmission et la répartition de l'effort transmis par le piston, c'est pourquoi cette pièce est faite d'acier ou parfois d'aluminium pour des raisons d'allègement. La garniture est elle l'élément d'usure du système, c'est donc les plaquettes qu'il faudra remplacer avant les disques sur un système de freinage. Des exigences en matières d'efficacité et de sécurité sont requises pour ces garnitures. Elles doivent assurer une bonne tenue thermomécanique et un coefficient de frottement élevé et constant quelles que soient les conditions (température, vitesse, pression, humidité, état de surface, corrosion,...). Sa rigidité est bien plus faible que celle de la backplate (de l'ordre de quelques GPa). On peut trouver dans sa composition jusqu'à 25 matériaux différents [KOP03].

Les shims

Le shim se compose d'un assemblage de couches métalliques et viscoélastiques. De faible épaisseur, le shim est une cale placée au dos des plaquettes entre la backplate et le piston ou le boîtier (dans le cas d'un système à étrier flottant). L'assemblage du shim à la plaquette est généralement réalisé par collage mais peut également se faire de manière mécanique figure (1.8). L'action principale des ces shims est d'amortir les vibrations du système de freinage [BG08] qui sont à l'origine du phénomène de crissement.



FIGURE 1.8 – Illustration d'un shim assemblé de manière mécanique au dos d'une plaquette

Cette section nous a permis d'avoir une vue globale des technologies aujourd'hui maîtrisées par les constructeurs automobiles afin de concevoir un système de freinage économique, efficace et sécuritaire. Cela dit, dans une optique qui relève purement de la qualité perçue, ce type de système est sujet à de nombreux phénomènes vibratoires non-linéaires à l'origine de différentes nuisances sonores pour le client. La suite de ce chapitre présentera les principaux phénomènes vibratoires et les bruits induits par ce type de système.

1.2 Phénomènes vibratoires et bruits induits par les systèmes frottants

Comme expliqué précédemment, le principal mécanisme mis en jeu par les systèmes de freinage est la conversion d'énergie cinétique en chaleur par le biais d'un système frottant. Cependant, une partie de cette énergie est dissipée sous la forme de vibrations. Compte tenu de la complexité du système, tant par l'important nombre de ses composants, ou encore leurs propriétés matérielles et les non-linéarités qui leur sont associées, son comportement dynamique est propice à un certain nombre d'instabilités vibratoires conduisant à l'émergence de nuisances sonores au cours du freinage. L'objectif de cette section est de présenter les instabilités vibratoires et les nuisances sonores classiquement observées sur les systèmes de freinages.

De nombreux articles ont été publiés sur les différents bruits générés par le freinage. Akay [Aka02] en a fait la synthèse et classe ces bruits en fonction de la fréquence et de leur intensité sonore (figure 1.9). Ces nuisances peuvent être liées à des vibrations forcées ou encore auto-entretenues. On propose une présentation des principaux phénomènes observés sur les véhicules automobiles.

Les **trépidations** (judder) sont liées aux défauts d'épaisseur du disque. Cela entraîne avec la rotation de ce dernier une variation de l'effort de frottement lors du freinage. La fréquence de cette perturbation est donc proportionnelle à la vitesse de rotation du disque. Une autre manière de voir apparaître ce phénomène est l'apparition de points chauds à la surface du disque. Ces points chauds entraînent également des variations de l'effort de frottement. Ce phénomène entraîne des vibrations à des fréquences inférieures à 500Hz qui sont ressenties par le conducteur à travers la pédale de frein, le volant ou encore le plancher du véhicule.

Le **broutement** (groan) est observé à des basses fréquences, souvent inférieures à 100Hz. Cette instabilité s'explique par le phénomène d'adhérence glissement ou *stick-*

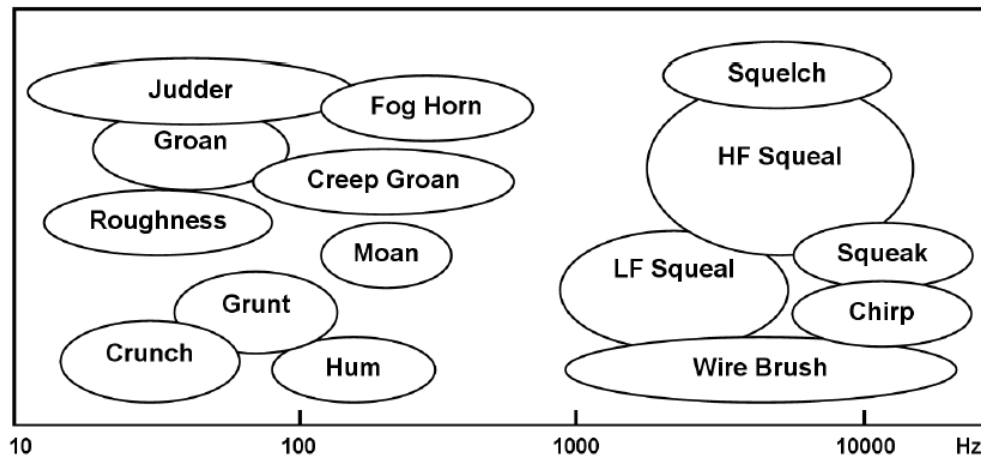


FIGURE 1.9 – Classification des bruits liés aux systèmes de freinage [Aka02]

slip. Le coefficient de frottement dépend de la vitesse de glissement entre le disque et les garnitures. L'alternance des phases où les garnitures adhèrent au disque puis glissent entraîne des mouvements de corps rigides des éléments du système transmettant des vibrations à la structure du véhicule qui sont perçues par le conducteur.

Le **crissement** (squeal) résulte de vibrations auto-entretenues à haute fréquences (supérieures à 1kHz). Le bruit associé atteint des niveaux très élevés (120dB). Les vibrations se propagent dans l'air plutôt que via la structure du véhicule [Jac03]. Un système de freinage peut en général crisser à un nombre distinct de fréquences. Ces fréquences restent constantes malgré l'évolution de la vitesse ou encore la pression de freinage. Le crissement peut être expliqué par le phénomène de couplage modal (ou mode lock-in) qui est dû à une instabilité des forces de frottement à l'interface disque/plaquettes.

Les principales instabilités ont été présentées mais une cartographie de l'ensemble de celles-ci peut être observée sur la figure 1.9. On peut distinguer deux grandes familles d'émissions à basses (<1000Hz) et hautes fréquences (>1000Hz). Dans la suite de ce manuscrit, on présentera les résultats d'une étude numérique sur le crissement, instabilité à haute fréquence, qui correspond à la bulle *HF Squeal* sur cette figure.

Même si ces émissions et bruits sonores n'ont aucun impact sur l'efficacité du freinage, elles représentent un enjeu majeur chez les constructeurs afin d'améliorer la qualité perçue des véhicules. De plus, la constatation de ce type d'émissions est aujourd'hui une étape tardive du cycle de développement des systèmes de freinage, ce qui engendre de nombreuses itérations de reconception suivies de campagnes d'essais de validation. Ce processus représente un coût non négligeable et un fort intérêt économique se fait ressentir quant au développement de méthodes numériques adaptées à la modélisation de ce type de phénomène. Cela permettrait de traiter ces problématiques en amont dans la phase de développement. C'est pourquoi, on décrira dans la section suivante, différentes modélisations des mécanismes à l'origine du crissement, qui ont pu être proposées par la communauté scientifique, pour laquelle l'étude du phénomène de crissement a su susciter au fil des années un véritable intérêt.

1.3 Etudes phénoménologiques et modélisation du crissement

Comme décrit précédemment, le crissement est un phénomène dynamique complexe qui a motivé un grand nombre de recherches scientifiques. Dans cette section on s'intéressera aux observations expérimentales qui ont été faites afin de pouvoir identifier les mécanismes mis en jeu. Ensuite nous présenterons un certain nombre de modèles, analytiques puis éléments finis, qui ont été établis pour rendre compte de la réalité.

1.3.1 Observations expérimentales

On trouve dans la littérature un très grand nombre d'études expérimentales du phénomène. Les premières expérimentations datent de la fin des années 1930 avec les travaux de Mills [Mil38]. Plus tard, l'utilisation de l'interférométrie, a permis avec les travaux de Feslke [FHM78] de mettre en avant les déformées opérationnelles du système de freinage lors du crissement. Cette méthode a continué d'être utilisée dans les années 1990 avec les travaux notamment de Nishiwaki [NHO78] ou Fieldhouse et Newcomb [FN93, FN]. Couplé à des mesures accélérométriques, il est ainsi possible de déterminer la déformée en service du système et mesurer des déplacements ou encore des vitesses. Ces mesures permettent ainsi d'estimer les niveaux vibratoires associés au phénomène de crissement. Ces déplacements sont de l'ordre du micromètre. Une illustration du montage permettant ces mesures est donnée à la figure 1.10. Plus récemment, Renaud [Ren11] s'intéresse à la caractérisation des déformées des plaquettes lors du crissement. Dans le domaine ferroviaire, touché également par la problématique de crissement, des mesures expérimentales acoustiques et vibratoires sont effectuées directement sur quai [Lor07]. Des mesures acoustiques plus avancées telle que l'holographie permettent d'établir une cartographie du champ acoustique rayonné par un système de freinage [THM⁺14]. Une illustration de ce type de montage de mesure est présentée à la figure 1.11.

La multiplicité des campagnes d'essais menées et la grande variété de montages expérimentaux utilisés ne permettent pas de conduire quantitativement aux mêmes conclusions. Cela dit un grand nombre de conclusions générales sont communes à tous ces travaux :

- Un nombre fini de fréquences de crissement distinctes caractérise la dynamique d'un système de freinage. On a donc une signature acoustique de chaque système.
- L'augmentation du coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes augmente la propension à crisser d'un système.
- L'amortissement joue un rôle complexe sur l'émergence de crissement.
- Il est difficile d'estimer la contribution de tel ou tel composant dans l'apparition du phénomène. Ces contributions sont, de plus, variables avec la fréquence considérée.

La suite de ce chapitre se focalisera sur la modélisation des mécanismes à l'origine du phénomène de crissement.

1.3.2 Modèles phénoménologiques et vibrations auto-entretenues

Nous décrivons maintenant un certain nombre de mécanismes menant à l'apparition de vibrations auto-entretenues qui caractérisent le phénomène de crissement. L'uti-

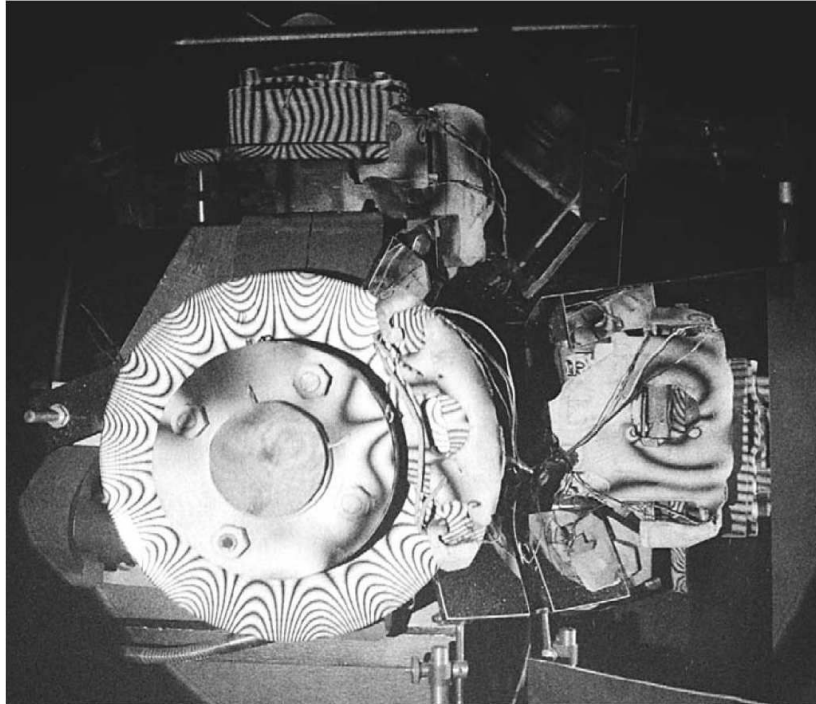


FIGURE 1.10 – Observation d’une déformée opérationnelle par interférométrie [FN93, FN]



FIGURE 1.11 – Illustration du montage pour l’holographie acoustique [THM⁺14]

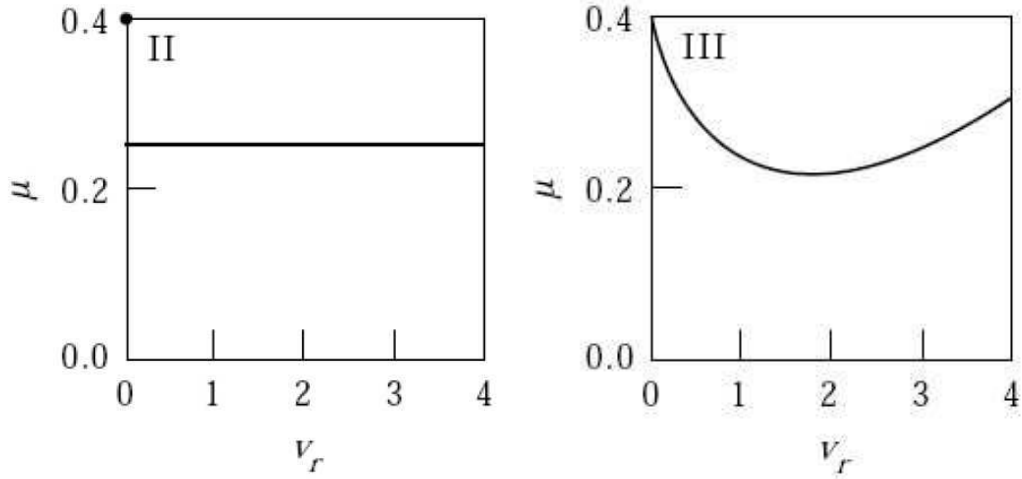


FIGURE 1.12 – Variation du coefficient de frottement avec la vitesse de glissement [HOP98]

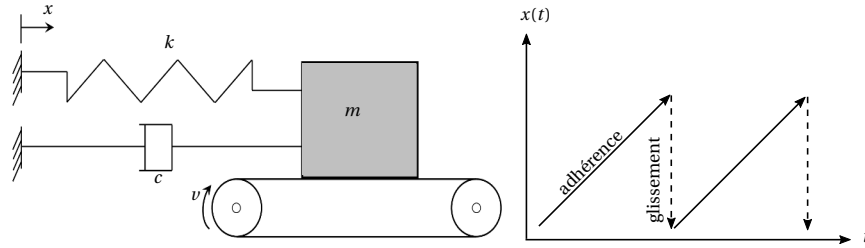


FIGURE 1.13 – Illustration du modèle de Stick-slip

lisation de modèles phénoménologiques a permis à la communauté scientifique d'identifier différents mécanismes à l'origine de vibrations auto-entretenues, tels que le stick-slip associé à la variation du coefficient de frottement, le couplage modal ou encore le sprag-slip.

Stick-slip

De nombreux aspects tribologiques à l'origine des variations du coefficient de frottement avec la vitesse de glissement donnent naissance au phénomène de stick-slip. On peut citer sur le sujet les travaux de Ibrahim [Ibr94, Ibr94]. On distingue notamment la présence d'un coefficient de frottement statique supérieur au coefficient dynamique ou encore un coefficient de frottement qui dépend continument de la vitesse de glissement comme illustré à la figure 1.12. Il est possible de modéliser le phénomène de manière simple à l'aide d'un système masse, ressort, amortisseur à un degré de liberté, présenté en figure 1.13. Le contact est supposé ponctuel entre la masse et un tapis roulant animé d'une vitesse constante v . Une loi de Coulomb est imposée pour le frottement entre cette masse et le tapis. Caractérisée par un coefficient de frottement, μ , elle génère donc un effort de frottement T . L'équation d'équilibre du système s'exprime donc par :

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

avec v_r la vitesse relative définie telle que :

$$v_r = v - \dot{x} \quad (1.2)$$

On considère dans un premier temps un coefficient de frottement statique supérieur au coefficient dynamique, avec une discontinuité au passage entre les deux états. L'effort tangentiel de frottement s'écrit alors :

$$\begin{aligned} T(v_r) &= \mu_s N & \text{lorsque } v_r = 0 & \text{ adhérence} \\ T(v_r) &= \mu_d N & \text{lorsque } v_r > 0 & \text{ glissement positif} \\ T(v_r) &= -\mu_d N & \text{lorsque } v_r < 0 & \text{ glissement négatif} \end{aligned} \quad (1.3)$$

avec N l'effort normal de contact.

Dans le cas d'une dépendance continue de la loi de frottement à la vitesse de glissement, l'expression de cet effort de frottement est modifiée. En supposant par exemple une loi du type $\mu_d = \mu(1 - \alpha(v - \dot{x}))$ avec α un coefficient dépendant de la vitesse de glissement, l'équation d'équilibre dynamique devient :

$$m\ddot{x} + (c - \alpha\mu_s N)\dot{x} + kx = N\mu_s(1 - \alpha v) \quad (1.4)$$

La décroissance du coefficient de frottement en fonction de la vitesse relative de glissement équivaut à introduire un amortissement négatif et revient à apporter de l'énergie au système. L'apparition de vibrations dans le système est due à la variation de l'effort de frottement [FH61]. Cependant il a été montré que ce phénomène n'est pas suffisant pour modéliser le crissement. Des phases d'adhérence prolongées sont peu probables dans le cas de freinages à hautes vitesses. Il a également été montré par de nombreuses études expérimentales [JM63, LOG96] que le crissement apparaissait avec un coefficient de frottement stabilisé autour d'une valeur constante. De plus, Chambrette [Cha91] montre expérimentalement que la vitesse de vibration est bien inférieure à la vitesse de rotation du disque et donc, que le phénomène de stick-slip à l'échelle macroscopique ne peut pas expliquer les instabilités observées.

Sprag-slip

Le modèle de stick-slip n'étant pas suffisant pour expliquer le phénomène de crissement, en 1961, Spurr [Spu61] propose le premier modèle de sprag-slip. Ce modèle, qui rend compte du couplage cinématique du degré de liberté (ddl) de frottement et du ddl normal est illustré à la figure 1.14.

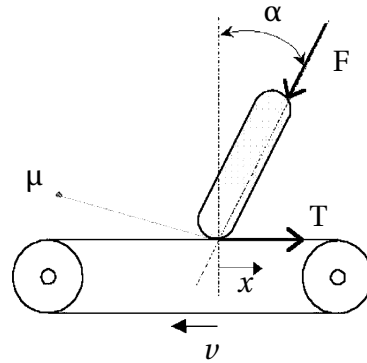


FIGURE 1.14 – Modèle de Sprag-slip

Une barre flexible inclinée est en contact glissant avec un tapis roulant à vitesse constante. L'effort normal, $N = F \cos \alpha$ et l'effort tangentiel T sont liées par le biais du coefficient de frottement μ tel que $T = \mu N$. On peut alors écrire :

$$T = \frac{\mu N}{1 - \mu \tan \theta} \quad (1.5)$$

avec $\theta = \frac{\pi}{2} - \alpha$.

On remarque que lorsque $\theta \rightarrow \arctan\left(\frac{1}{\mu}\right)$, $F \rightarrow +\infty$. Pour cette valeur d'angle, on provoque un arc-boutement de la barre qui emmagasine de l'énergie potentielle. Cette énergie emmagasinée est ensuite libérée, quand l'effort de flexion devient supérieur à l'effort de frottement, et la barre se retrouve de nouveau en état de glissement. On a ainsi une alternance des phases d'arc-boutement et de glissement générant des vibrations.

Couplage de mode

La phénomène de couplage modal peut être illustré par le modèle très simple (à deux ddls) de Hoffman [HFAG02]. Ce modèle illustré à la figure 1.15 prend en compte le déplacement tangentiel, x , et normal, y , à la surface de contact. Ces deux degrés de liberté sont couplés par un coefficient de frottement μ .

On peut noter les équations d'équilibre sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} - \mu k_3 \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (1.6)$$

Les paramètres tels que les raideurs k_i dépendant des angles α_1 et α_2 , la masse, m , le coefficient de frottement, μ sont ajustables. Le frottement rend asymétrique la matrice de rigidité de ce système. Les valeurs propres de la matrice s'expriment alors sous la forme d'un nombre complexe. L'idée est de calculer ces valeurs propres en faisant évoluer la valeur du coefficient de frottement. Sur la figure 1.16, on voit l'évolution des fréquences des deux modes du système en fonction de ce coefficient de frottement. Avec l'augmentation de ce coefficient, les fréquences se rapprochent jusqu'à un point de coalescence appelé bifurcation de Hopf où elles deviennent égales. Ce phénomène s'accompagne de l'apparition d'une partie réelle positive qui traduit l'émergence de vibrations d'amplitude

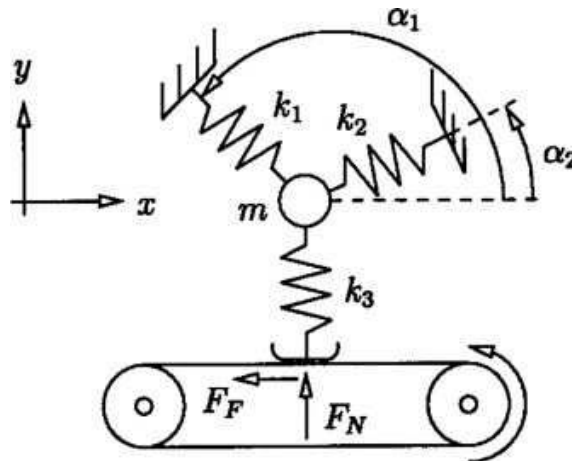
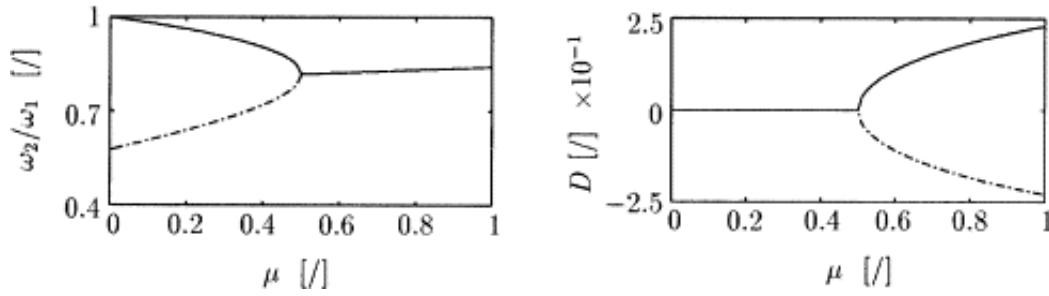


FIGURE 1.15 – Illustration du modèle de Hoffman


 FIGURE 1.16 – Évolution des parties réelles et imaginaires en fonction de μ

croissante. Jusque là, la position d'équilibre statique était stable, c'est à dire que toute perturbation de celle-ci n'engendrait que des vibrations évanescentes. Passé ce point, l'équilibre statique devient instable et toute perturbation engendre une réponse dynamique du type $[x \ y]^T = \phi e^{(\lambda t)}$ qui correspond à des oscillations qui croissent de façon exponentielle au cours du temps (avec ϕ un mode propre du système dont la valeur propre complexe associée peut s'écrire sous la forme $\lambda = a + i\omega$).

C'est cette notion de stabilité via le critère de partie réelle positive qui sera abordée plus tard dans les travaux de thèse sur un modèle complet de système de freinage pour l'étude du crissement de frein automobile.

1.3.3 Modèles éléments finis

La modélisation éléments finis a été le choix privilégié pour les études numériques du phénomène au cours des dernières années. Les modèles associés présentent un très grand nombre de degrés de libertés et permettent de représenter fidèlement les géométries complexes que l'on peut trouver sur des systèmes industriels ou encore les surfaces complexes des interfaces de contact. On peut diviser l'utilisation de ces modèles en deux grandes catégories :

- l'analyse de stabilité via un calcul des modes propres complexes du système linéarisé,
- l'analyse transitoire et/ou stationnaire des vibrations non-linéaires.

La première application permet de prédire les fréquences potentielles de crissement [MBGS07] en analysant les modes instables à partie réelle positive, tandis que la seconde permet une étude temporelle des vibrations non-linéaires engendrées par le phénomène [Sin10].

L'utilisation de ce type de modèle autorise la prise en compte de l'amortissement des composants du système de freinage. Il a été montré dans de nombreux travaux que cet amortissement a une importance primordiale sur la stabilité du système. Il peut d'ailleurs comme le montre Fritz et al. [FSDJ07] déstabiliser un système.

Ce type de modélisation permet également d'étudier facilement les effets de la modification structurelle de certains composants, comme par exemple les plaquettes, pour la réduction ou la suppression des instabilités [GF12].

Enfin on peut noter que cette modélisation éléments finis est aussi sujette à un certain nombre de sensibilités qui affectent directement les résultats obtenus [BW09]. La communauté scientifique s'est intéressée ces dernières années à ce type de sensibilité sur des modèles assez simples de type disque/patin [GSZ06, HKB06].

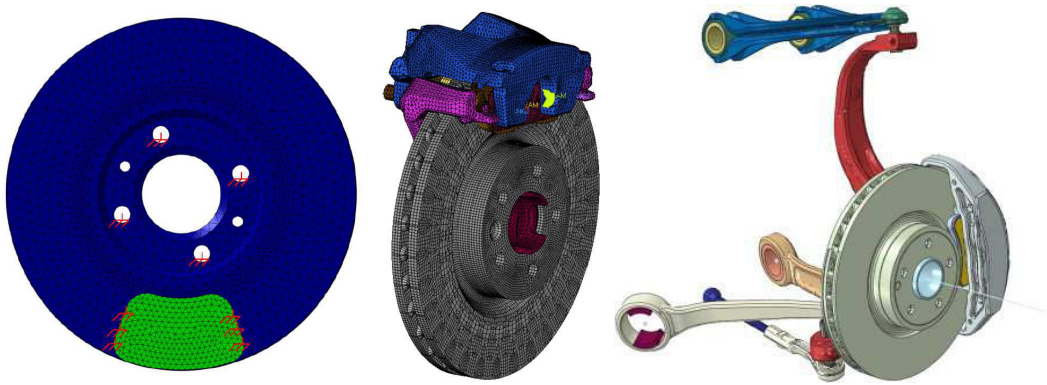


FIGURE 1.17 – Évolution de la taille des modèles éléments finis pour l'étude du crissement, (a) modèle disque /patin [Cou10], (b) modèle du système de freinage complet [EO15], (c) modèle du système de freinage avec sa suspension [THM⁺14]

Réduction de modèles industriels

L'utilisation de la méthode des éléments finis a permis de représenter de plus en plus finement les différents composants d'un système de freinage comme l'illustre la figure 1.17. On trouve aujourd'hui des modèles allant, jusqu'à prendre en compte la modélisation des bras de suspension [THM⁺14].

Cependant, la complexification de ces modèles ainsi que la nature du problème dynamique associé (non linéarité de contact et de frottement, non linéarité matérielle) ont un impact direct sur les temps de résolution. Ces temps peuvent par ailleurs représenter une contrainte dans le cadre de travaux industriels ou les plannings de développement sont très cadrés. Certaines méthodes mathématiques de réduction de modèle ont permis de contrebalancer cette tendance à l'augmentation des temps de calcul tout en prenant en compte les non-linéarités des modèles, permettant de retranscrire son comportement dynamique. Dans ce qui suit seront décrites les principales méthodes de réduction.

Méthode de Ritz Cette méthode permet d'exprimer les déplacements globaux d'une structure à l'aide d'une base réduite de déplacements généralisés. La taille finale du modèle est exactement celle de la base réduite choisie. Pour une réduction optimale, on choisira donc un nombre de déplacements généralisés le plus petit possible par rapport au nombre de déplacements globaux de la structure non réduite. Cela dit, la pertinence de cette méthode dépend directement de la capacité de la base initialement choisie à décrire les mouvements globaux. Cette méthode n'est efficace que pour des problèmes linéaires.

Troncature modale La troncature modale est un cas particulier de la méthode de Ritz où cette fois-ci la base des déplacements généralisés est construite à l'aide d'un certain nombre de modes propres de la structure. La solution du problème dynamique est alors exprimée comme une somme pondérée des différents modes retenus pour former la base de projection. Ces modes peuvent être calculés en imposant des conditions limites de déplacement soit libre soit fixe aux degrés de liberté des interfaces du système. La base modale retenue permet uniquement de décrire des problèmes linéaires.

Réduction de Craig & Bampton Craig et Bampton définissent en 1968 [BC68] une méthode de Ritz pour laquelle la base se compose de deux familles de modes :

- les modes propres de la structure en maintenant les interfaces fixes,
- les modes statiques de liaisons qui correspondent aux déformées statiques du système quand les degrés de libertés de l'interface sont soumis à un déplacement unitaire.

Le vecteur des coordonnées physiques du système, \mathbf{q}_I , s'exprime alors en fonction des coordonnées statiques de liaisons \mathbf{q}_B et des coordonnées modales η_g :

$$\mathbf{q}_I = \Phi_{IB}\mathbf{q}_B + \Phi_N\eta_g \quad (1.7)$$

avec Φ_{IB} la matrice des modes statiques de liaison et Φ_N la matrice composée des N premiers modes de la structures calculés pour $\mathbf{q}_B = 0$.

$$\Phi_{IB} = -\mathbf{K}_{II}^{-1}\mathbf{K}_{IB} \quad (1.8)$$

avec \mathbf{K} la matrice de rigidité de la sous-structure considérée telle que :

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{II} & \mathbf{K}_{IB} \\ \mathbf{K}_{BI} & \mathbf{K}_{BB} \end{bmatrix} \quad (1.9)$$

On peut ainsi écrire les coordonnées complètes du modèle en fonction des coordonnées réduites sous la forme suivante :

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{q}_B \\ \mathbf{q}_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & 0 \\ \Phi_{IB} & \Phi_N \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_B \\ \eta_g \end{Bmatrix} = \mathbf{T}_{CB} \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_B \\ \eta_g \end{Bmatrix} \quad (1.10)$$

où \mathbf{T}_{CB} est la matrice de passage entre l'espace de départ et l'espace réduit telle que :

$$\mathbf{K}_{\text{réduit}} = \mathbf{T}_{CB}^T \mathbf{K} \mathbf{T}_{CB} \quad (1.11)$$

$$\mathbf{M}_{\text{réduit}} = \mathbf{T}_{CB}^T \mathbf{M} \mathbf{T}_{CB} \quad (1.12)$$

Méthode à interface libre Cette méthode est une variante de la méthode de Craig & Bampton. Cette fois-ci la base de réduction se compose des modes propres libres de la structure et de modes statiques résiduels.

La conservation des degrés de libertés d'interface permise par la méthode de Craig & Bampton nous permettra d'introduire les non-linéarités associées au contact dans notre espace réduit. Son utilisation semble donc bien adaptée à la modélisation du phénomène de crissement. De plus, cette méthode est déjà implémentée dans les logiciels qui composent la filière de calcul crissement mise en place chez PSA Peugeot Citroën et au sein de laquelle nos travaux s'inscriront.

1.4 Conclusion

Ce chapitre a permis de montrer les principales technologies de frein couramment utilisées sur les véhicules de tourisme. Les freins à disque sont désormais la référence en matière de sécurité et d'efficacité. La maîtrise de cette technologie est cependant dépendante des nuisances vibratoires ou sonores intrinsèques à ces systèmes complexes. Nous avons rappelé les différents résultats des études expérimentales portant sur le crissement ainsi que les différents modèles analytiques des mécanismes identifiés comme pouvant être à l'origine de ce phénomène. La modélisation éléments finis du phénomène sur des systèmes industriels complexes tels que ceux présents sur les véhicules du groupe PSA Peugeot Citroën nécessite de très importantes ressources de calcul. C'est pourquoi il a été rappelé dans ce chapitre un certain nombre de méthodes de réduction de modèles. La filière de dimensionnement actuelle se limite à l'analyse des modes propres complexes et à des campagnes d'essais. L'objectif de ces travaux de thèse et d'enrichir la modélisation actuelle, notamment en prenant en compte numériquement les effets de l'introduction de shims et de la viscoélasticité associée sur le phénomène de couplage de modes. Nous présenterons dans le prochain chapitre l'analyse des résultats d'une campagne d'essai réalisée sur un système de freinage qui équipe les véhicules du groupe PSA Peugeot Citroën.

1.5 Références

- [Aka02] A. Akay. Acoustics of friction. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 111(4) :1525–1548, 2002. [7](#), [8](#)
- [BC68] M. CC Bampton and R. R. Craig, JR. Coupling of substructures for dynamic analyses. *AIAA Journal*, 6(7) :1313–1319, 1968. [15](#)
- [BG08] A. M. Balvedi and S. N.Y. Gerges. Squeal noise in disc brakes and the influence of damping on the system dynamic stability. *Acta Acustica united with Acustica*, 94(2) :254–264, 2008. [6](#)
- [BW09] T. Butlin and J. Woodhouse. Sensitivity of friction-induced vibration in idealised systems. *Journal of Sound and Vibration*, 319(1) :182–198, 2009. [14](#)
- [Cha91] P. Chambrette. *Stabilité des Systèmes Dynamiques avec Frottement sec : Application au crissement des freins à Disque*. PhD thesis, Ecole centrale de Lyon, 1991. [12](#)
- [Cou10] N. Coudeyras. *Analyse non-linéaire des instabilités multiples aux interfaces frottantes*. PhD thesis, Ecole centrale de Lyon, 2010. [15](#)
- [EO15] M. Esgandari and O. Olatunbosun. Implicit–explicit co-simulation of brake noise. *Finite Elements in Analysis and Design*, 99 :16–23, 2015. [15](#)
- [FH61] R.A.C. Fosberry and Z. Holubecki. *Disc brake squeal : its mechanism and suppression*. Motor Industry Research Association, 1961. [12](#)
- [FHM78] A. Felske, G. Hoppe, and H. Matthäi. Oscillations in squealing disk brakes - analysis of vibration modes by holographic Interferometry. *SAE*, 780333, 1978. [9](#)
- [FN] J. D. Fieldhouse and T. P. Newcomb. Double pulsed holography used to investigate noisy brakes. *Optics and lasers in engineering*, 25 :455–494. [9](#), [10](#)
- [FN93] J. D. Fieldhouse and T. P. Newcomb. The application of interferometry to the study of disc brake noise. *SAE*, 930805, 1993. [9](#), [10](#)
- [FSDJ07] G. Fritz, J.-J. Sinou, J.-M. Duffal, and L. Jezequel. Effects of damping on brake squeal coalescence patterns - application on a finite element model. *Mechanics Research Communications*, 34(2) :181–190, 2007. [14](#)
- [GF12] Nouby M. Ghazaly and W. F. Faris. Optimal design of a brake pad for squeal noise reduction using response surface methodology. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, 8(2) :125–135, 2012. [14](#)
- [GSZ06] D. Guan, X. Su, and F. Zhang. Sensitivity analysis of brake squeal tendency to substructures' modal parameters. *Journal of sound and vibration*, 291(1) :72–80, 2006. [14](#)
- [HFAG02] N. Hoffmann, M. Fischer, R. Allgaier, and L. Gaul. A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillations. *Mechanics Research Communications*, 29(4) :197–205, 2002. [13](#)

- [HKB06] J. Huang, C. M. Krousgrill, and A. K. Bajaj. Modeling of automotive drum brakes for squeal and parameter sensitivity analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 289(1) :245–263, 2006. [14](#)
- [HOP98] N. Hinrichs, M. Oestreich, and K. Popp. On the modelling of friction oscillators. *Journal of sound and Vibration*, 216(3) :435–459, 1998. [11](#)
- [Ibr94] R.A. Ibrahim. Friction-induced vibration, chatter, squeal, and chaos—part i : Mechanics of contact and friction. *Applied Mechanics Reviews*, 47(7) :209–226, 1994. [11](#)
- [Jac03] H. Jacobsson. Aspects of disc brake judder. In *Journal of Automobile Engineering*, volume 217, page 419–430, 2003. [8](#)
- [JM63] R.P. Jarvis and B. Mills. Vibrations induced by dry friction. *proceedings of the Institution of mechanical Engineers*, 178(1) :847–857, 1963. [12](#)
- [KOP03] N.M. Kinkaid, O.M. O'Reilly, and P. Papadopoulos. Automotive disc brake squeal. *Journal of Sound and Vibration*, 267(1) :105–166, October 2003. [5](#), [6](#)
- [LOG96] S.Y. Liu, M.A. Ozbek, and J.T. Gordon. A nonlinear model for aircraft brake squeal analysis. part i : model description and solution methodology. In *ASME design engineering technical conferences*, volume 3, pages 406–416, 1996. [12](#)
- [Lor07] X. Lorang. *Instabilité des structures en contact frottant : Application au crissement des freins à disque de TGV*. PhD thesis, Ecole Polytechnique, 2007. [9](#)
- [MBGS07] F. Massi, L. Baillet, O. Giannini, and A. Sestieri. Brake squeal : Linear and nonlinear numerical approaches. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21(6) :2373–2393, 2007. [14](#)
- [Mil38] H.R. Mills. Brake squeal. *Institution of Automobile Engineers*, Tech. Rep. 9000B, 1938. [9](#)
- [NHO78] M. Nishiwaki, H. Harada, and H. Okamura. Study on disc brake squeal. *SAE*, 890864, 1978. [9](#)
- [Ras14] A. Rashid. Overview of disc brakes and related phenomena-a literature review. *Int. J. Vehicle Noise and Vibration*, 10(4) :257–301, 2014. [5](#), [6](#)
- [Ren11] F. Renaud. *Étude de l'incidence des comportements dissipatifs dans les instabilités vibratoires des systèmes de freinage*. PhD thesis, Ecole Centrale de Paris, February 2011. [9](#)
- [Sin10] J.-J. Sinou. Transient non-linear dynamic analysis of automotive disc brake squeal - on the need to consider both stability and non-linear analysis. *Mechanics Research Communications*, 37 :96–105, 2010. [14](#)
- [Spu61] R. T. Spurr. A theory of brake squeal. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers : Automobile Division*, 15(1) :33–52, 1961. [12](#)
- [THM⁺14] T. Tison, A. Heussaff, F. Massa, I. Turpin, and R.F. Nunes. Improvement in the predictivity of squeal simulations : Uncertainty and robustness. *Journal of Sound and Vibration*, 333(15) :3394–3412, July 2014. [9](#), [10](#), [15](#)

Chapitre 2

Analyse expérimentale du crissement

Sommaire

2.1 Introduction	22
2.2 Système et montage d'essai	22
2.2.1 Description du banc	22
2.2.2 Instrumentations et sorties disponibles	23
2.2.3 Les différentes tâches de la procédure et types de campagnes réalisées	23
2.2.4 Critère de détection d'un freinage crissant	25
2.3 Résultats d'essais	26
2.3.1 Résultats de référence d'un essai sur plaquettes neuves sans shim	26
2.3.2 Paramètres influents	28
2.3.3 Influence de l'usure	34
2.3.4 Influence du SHIM	35
2.3.5 Comparaison des niveaux vibratoires et acoustiques	37
2.3.6 Le cas du freinage de maintien	39
2.4 Conclusions	44
2.5 Références	45

2.1 Introduction

L'observation expérimentale est le premier moyen d'analyser le phénomène de crissement et de pouvoir établir certaines hypothèses physiques afin de mieux les modéliser. Cette méthode a largement été utilisée par la communauté scientifique [KOP03] sur des systèmes simplifiés [AGMS09] ou complets tant dans le domaine automobile [Ren11] [Caz12] que ferroviaire [Lor07].

Ces travaux de thèse ont donné lieu à un partenariat industriel entre PSA Peugeot Citroën et Chassis Break International. Dans le cadre de ce partenariat, des essais de crissement ont été réalisés par CBI pour répondre à nos deux principaux objectifs qui étaient :

- d'analyser le phénomène de crissement en termes d'occurrence, de dispersion et de niveaux,
- d'avoir une meilleure compréhension des mécanismes mis en jeu pour ensuite les modéliser.

Ces essais nous ont également permis de mesurer l'effet de l'utilisation de shims, cales viscoélastiques apposées au dos des plaquettes, sur le phénomène de crissement.

Dans ce chapitre sera tout d'abord décrit le montage d'essai ainsi que l'instrumentation qui lui est associée. Ensuite sera détaillé tâche par tâche le protocole qui a été réalisé. Enfin la dernière partie du chapitre présentera une analyse des résultats obtenus.

2.2 Système et montage d'essai

Dans le cadre du partenariat avec Chassis Brake International, basé à Drancy des essais de crissement ont été réalisés sur un sous-système. Ces essais sont réalisés sur un banc d'inertie et non sur un prototype complet de véhicule. Le sous-système correspond à un frein ZOHe59 qui équipe plusieurs véhicules du groupe PSA Peugeot Citroën (cf. figure 2.1). La totalité des pièces qui composent le système de freinage est représentée sur le banc jusqu'au triangle de suspension. Dans la suite de ce paragraphe on décrira les caractéristiques de l'instrumentation liée au banc d'essai ainsi que les différentes fonctions de ce banc.

2.2.1 Description du banc

Les essais sont réalisés sur le frein avant droit du véhicule. Le système de freinage est monté sur le banc et un volant d'inertie entraine le disque en rotation. Lors d'un essai le



FIGURE 2.1 – Étrier du système de freinage ZoHe59 utilisé pour les essais

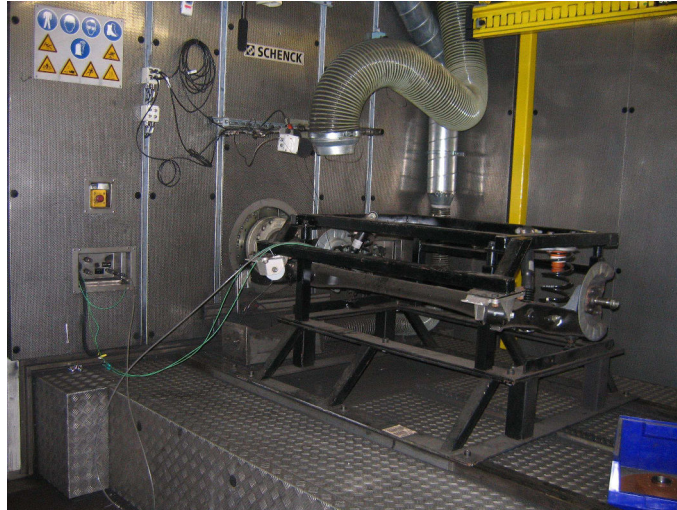


FIGURE 2.2 – Banc d’essai sous-système CBI

spectre des fréquences de crissement ainsi que les niveaux vibratoires sont mesurés. Le système est également équipé d’un thermocouple pour suivre la température du système au fil de la procédure d’essai. Une photo du banc d’essai est présentée à la figure 2.2. On y voit un train avant de véhicule, contre la paroi du banc. L’arbre qui va entraîner le système en rotation est relié à des volants d’inertie (présent au fond à gauche de la figure).

2.2.2 Instrumentations et sorties disponibles

L’instrumentation du banc permet une analyse du phénomène de crissement sur la plage de fréquence 1000-16500Hz. La procédure d’essais CBI suit la norme SAE J2521 [SAE06] concernant l’instrumentation : un micro placé à proximité du système enregistre les bruits de crissement, il se positionne comme schématisé sur la figure 2.3 à 10 cm de la surface extérieure du système de freinage le long de l’axe de roue et à 50cm au dessus et de manière perpendiculaire à ce même axe. De plus, 2 accéléromètres, optionnels dans cette procédure, mesurent les vibrations dans la direction normale au disque au niveau du boîtier à l’arrière de la cavité contenant le piston et au niveau du porte fusée. Le système est également équipé d’un thermocouple qui permet de suivre l’évolution de la température à la surface du disque au cours de l’essai, il est placé sur la face interne du disque au niveau de son diamètre extérieur. Enfin, il est possible d’évaluer le coefficient de frottement à l’interface disque/plaquette par mesure du couple sur l’arbre du banc.

2.2.3 Les différentes tâches de la procédure et types de campagnes réalisées

La procédure d’essai qui a été réalisée est une procédure standard du fournisseur qui a pour but d’évaluer les performances du système de freinage vis à vis du crissement. Cette procédure permet de reproduire le crissement d’un véhicule équipé du système de freinage testé en conditions de circulation classique. La gamme d’essai utilisée est la matrice NVH3070WO [BHP07]. Cette matrice se décompose en 12 étapes pour lesquelles certains paramètres d’essai comme la vitesse et le sens de rotation ou encore la pression de freinage varient.

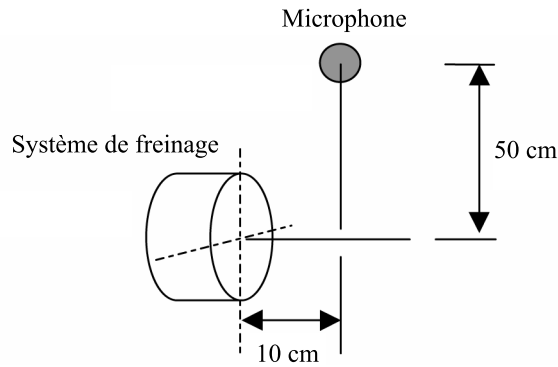


FIGURE 2.3 – Positionnement du micro pour l'enregistrement du crissement selon la norme SAE J2521.

Shaker01 : cette première tâche est constituée uniquement de 7 freinages (5 en marche avant et 2 en marche arrière), ce qui permet aux plaquettes de bien se positionner dans l'étrier.

Rod11 : cette tâche correspond à un rodage des garnitures, en effet ce matériau obtenu par frittage a tendance à ne pas avoir un comportement tout à fait homogène, sur une plaquette neuve, il est généralement plus mou en surface. Cette tâche vise donc à homogénéiser le comportement de cette garniture.

Mtrx12 : cette matrice est une matrice d'évaluation standard d'un frein avant. Elle comporte un très grand nombre de freinages (480) et est répétée 4 fois au cours de toute la procédure d'essai. Cette tâche balaye des vitesses de rotation allant de 10km/h en marche arrière jusqu'à 50km/h en marche avant, la pression de freinage atteint elle des niveaux allant jusqu'à 30 bars.

Drag01 : au cours de cette tâche on réalise des freinages uniquement en marche avant pour lesquels la vitesse de rotation est maintenue constante. C'est ce que l'on nommera plus tard un freinage de maintien. Cette tâche sera analysée en détails plus tard dans ce chapitre.

Decel01 : composée de 64 freinages, cette tâche se compose de 8 répétitions de la même séquence de 8 freinages. La vitesse initiale est toujours de 50km/h et c'est la décélération que l'on va faire varier pour arriver à arrêter complètement le système. Cette décélération varie de 1 à 4.5 m/s².

BF01 : cette tâche alterne les freinages en marche avant et en marche arrière, elle vise à simuler les manœuvres de parking.

N° tâche	Nom	Nbr Cycle	V _{max} (km/h)	V _{min} (km/h)	T _{max} (°C)	P _{max} (bar)
1	Shaker01	7	30	-10	x	25
2	Rod11	260	80	-10	120	25
3	Mtrx12	480	50	-10	330	30
4	Mtrx12	480	50	-10	330	30
5	Drag01	144	10	3	305	20
6	Decel01	64	50	0	200	0,45G
7	BF01	120	10	-10	200	15
8	Mtrx12	480	50	-10	330	30
9	Mtrx12	480	50	-10	330	30
10	Drag01	144	10	3	305	20
11	Decel01	64	50	0	200	0,45G
12	BF01	120	10	-10	200	15

TABLEAU 2.1 – Description des différentes tâches de la procédure d’essai

L’ensemble de ces étapes et les caractéristiques associées sont résumés dans le tableau 2.1.

On peut constater une répétition des tâches 3 à 7. Il sera intéressant par la suite de s’intéresser à la répétabilité des occurrences de crissement entre deux répétitions de tâche.

L’essai en lui même représente un total de 2843 opérations de freinage dont 2509 en marche avant et 334 en marche arrière. L’analyse des données d’essai permettra de comprendre l’effet de la pression de freinage, de la vitesse de rotation mais également du sens de rotation sur l’apparition du phénomène de crissement.

Cette matrice (ou campagne d’essai) a été réalisée pour 3 sous-systèmes différents pour lesquels seule la configuration des plaquettes varie. Le premier essai est réalisé sur un système de freinage avec des plaquettes neuves sans shim. Le second essai a lieu avec des plaquettes neuves au dos desquelles sont collés des shims. Enfin le dernier essai a été mené sur les plaquettes utilisées pour l’essai avec shims. La couche de shim a été décollée des plaquettes et l’essai a été relancé sur ces plaquettes usées.

Pour faciliter la compréhension du lecteur, ces essais seront, dans la suite de ce manuscrit, dénommés essai 1, essai 2 et essai 3.

La comparaison des résultats entre les essais 1 et 2 nous permettra d’évaluer l’impact du shim sur le crissement tandis que la comparaison des essais 1 et 3 nous donnera une indication sur l’influence de l’usure de la garniture.

2.2.4 Critère de détection d’un freinage crissant

Parmi le grand nombre de freinages qui est réalisé il faut pouvoir déterminer si un freinage a donné lieu à du crissement. Pour cela un seuil acoustique a été déterminé par CBI : lorsque le bruit mesuré lors du freinage dépasse le seuil de 70dB, le freinage est considéré comme générant du crissement. La détection du crissement engendre la sauvegarde d’un grand nombre de données qui est ensuite accessible pour l’analyse de résultats tels que :

- le niveau acoustique mesuré par le micro
- les signaux accélérométriques
- la pression de freinage

- la vitesse de rotation de la roue
- le couple à l'arbre de roue
- la température du disque

La disponibilité de tous ces champs a permis de réaliser une analyse détaillée des résultats d'essais qui sera présentée dans la suite de ce chapitre.

2.3 Résultats d'essais

Dans cette section seront présentés et analysés les résultats obtenus sur les 3 montages d'essais décrits plus tôt. Des résultats préliminaires concernant les modes propres de certains composants du système de freinage (disque et plaquettes) seront également présentés. On cherchera ici à analyser les paramètres influents sur l'apparition du crissement ainsi que l'impact de l'usure des plaquettes et de l'utilisation de shim sur ce phénomène.

2.3.1 Résultats de référence d'un essai sur plaquettes neuves sans shim

L'analyse des résultats de l'essai 1 nous servira de référence pour la suite de ce chapitre afin de mesurer les effets induits par l'usure des garnitures ou encore de l'introduction du shim sur le phénomène de crissement. De plus, cet essai réalisé sur des plaquettes neuves et sans shim est la configuration la plus propice à l'apparition du crissement. C'est donc avec ce type de résultats que nous serons à même de comprendre le plus de choses sur la phénoménologie du crissement. De plus, les simulations numériques réalisées au cours de ces travaux de thèse tiennent compte de la géométrie nominale des plaquettes. C'est donc sur ce type d'essai qu'un recalage pourra être envisagé.

La figure 2.4 présente une analyse globale de l'essai réalisé. Une unité en abscisse correspond à un freinage parmi les 2843 qui composent l'essai. Le premier axe des ordonnées représente la température de l'essai (courbe rouge) et sur le second axe des ordonnées, on peut observer la fréquence acoustique mesurée s'il y a eu crissement. Les freinages pour lesquels du crissement a été mesuré en marche avant sont représentés par une croix et ceux en marche arrière par un triangle. Pour une meilleure compréhension du lecteur, les différentes tâches de la procédure décrites précédemment ont été rajoutées en surimpression sur cette figure.

La plage de variation de température est conséquente au cours de l'essai, les 350°C sont presque atteints.

Si on analyse maintenant les résultats en termes d'occurrence de crissement comme présenté sur la figure 2.5, on constate que d'une manière globale, 19.7% des freinages réalisés au cours de l'essai ont généré du crissement. Parmi ces 19.7%, la fréquence de crissement qui émerge le plus se situe à 3kHz : elle représente 7.8% des occurrences. Ensuite vient le crissement à 2kHz qui représente 4.3% puis 2.2% des 2843 freinages crissent à 9.5kHz et 2.0% à 11kHz. Enfin, 0.5% des freinages de la procédure font apparaître du crissement à 7kHz. Cette distribution des occurrences de crissement est résumée dans la figure 2.5.

Nous pouvons déjà noter un impact qui pourrait être lié à l'usure de la plaquette ou encore au positionnement de la plaquette concernant la fréquence de crissement à 2kHz. Cette fréquence de crissement n'est observée que lors de la deuxième répétition des tâches 3 à 7. Cela peut donc nous amener à deux hypothèses :

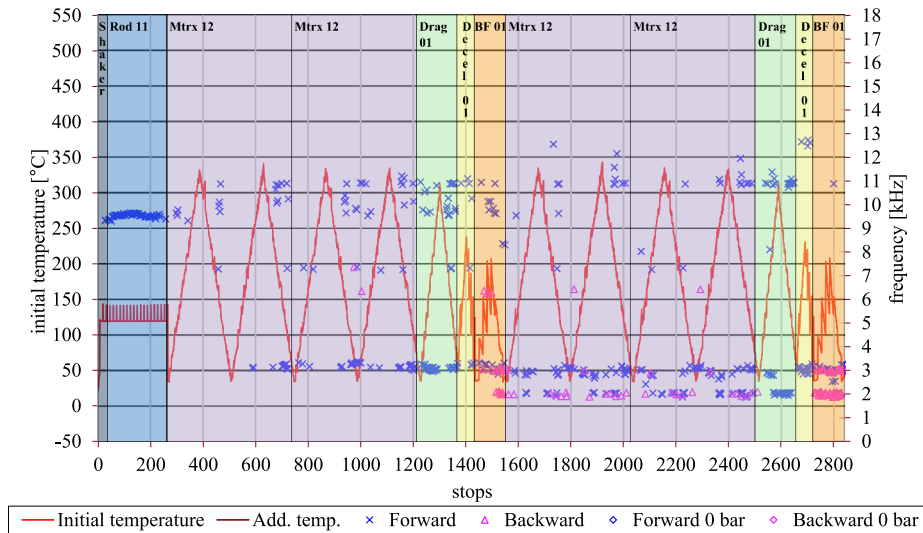


FIGURE 2.4 – Freinages crissants et évolution de la température au cours de l’essai

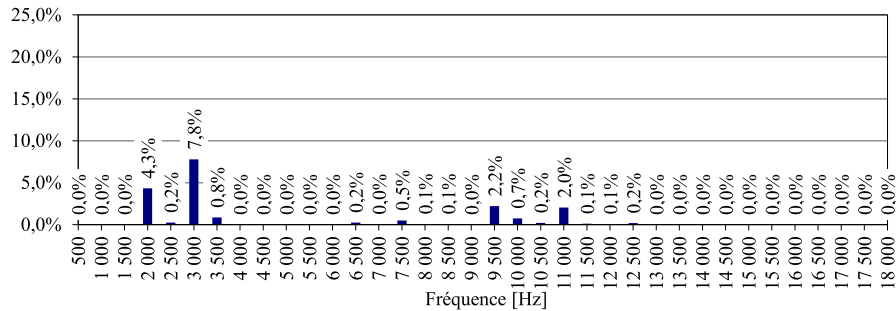


FIGURE 2.5 – Distribution du crissement par fréquence mesurée

- soit la plaquette s’est usée, ce qui influe sur son positionnement et donc sur les caractéristiques dynamiques du système,
- soit lors de la tâche **BF01**, qui inclut des freinages en marche arrière, le calage de la plaquette dans l’étrier est modifié ce qui modifie également les caractéristiques dynamiques du système.

La fréquence de crissement aux alentours de 9.5kHz apparaît de manière très brève uniquement lors de la tâche de rodage. Le fait que cette fréquence n’apparaisse plus par la suite justifie bien la nécessité de la phase de rodage des plaquettes. Cela semble être dû à la complexité du processus de fabrication permettant d’obtenir le matériau constituant la garniture. Cette fréquence ne caractérise pas notre système et nous ne l’analyserons donc pas plus en détails dans la suite de ce chapitre.

Une autre manière d’analyser globalement cet essai est de tracer le niveau acoustique relevé au microphone en fonction de la fréquence de crissement mesurée. C’est ce résultat qui est illustré sur la figure 2.6. On trace également le seuil de détection à 70dB par une ligne horizontale rouge. On voit ici apparaître les quatre fréquences de crissement principales qui caractérisent notre système à 2kHz, 3kHz, 7kHz et 11kHz. Sur ces 4 fréquences caractéristiques le niveau maximum moyen est de 99dB.

La crissement à 3kHz est le plus dispersif en termes de fréquence, avec un écart type de 153Hz pour une moyenne à 3094Hz. Cependant on observe moins de dispersion sur la fréquence de cette instabilité pour les freinages en marche arrière. Cela peut s’expliquer

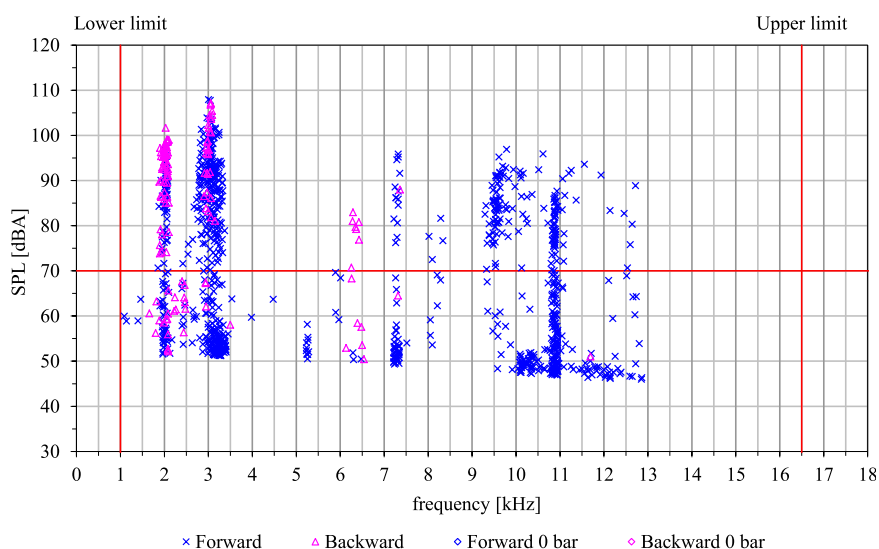


FIGURE 2.6 – Niveaux acoustiques mesurés par fréquence de crissement

par le fait qu'il y a moins de variation des paramètres de chargement (vitesse, pression) pour les essais en marche arrière.

En conclusion intermédiaire, on peut constater que malgré une certaine dispersion sur les niveaux acoustiques ainsi que sur la fréquence, notre système possède des caractéristiques dynamiques bien précises qui font ressortir un certain nombre de fréquences de crissement bien marquées. La suite de l'analyse consiste en l'identification de paramètres influents sur l'apparition de ce phénomène de crissement.

2.3.2 Paramètres influents

De nombreux travaux expérimentaux ont déjà cherché à mettre en avant les paramètres qui semblent influencer sur l'apparition du crissement dans le domaine de l'automobile ou du ferroviaire [Caz12],[Lor07]. Ici, il sera présenté les principales observations des paramètres influents sur nos résultats d'essai.

Répétition des tâches

Comme expliqué précédemment lors de la description d'un essai de freinage, ce dernier consiste en l'enchaînement de plusieurs tâches et cet enchaînement est répété deux fois au cours de l'essai. Or, on constate certaines évolutions si on compare la même tâche entre chacune des deux répétitions. Ces évolutions sont synthétisées dans le tableau 2.2.

Globalement les occurrences de crissement sont plus nombreuses dans la deuxième partie de l'essai. La comparaison des résultats d'essais fait ressortir 16% d'occurrence de crissement pour la première partie d'essai contre 23.8% dans la seconde. Les niveaux acoustiques maximum mesurés par tâche sont, eux aussi, en augmentation lors de la deuxième répétition.

On se focalise maintenant sur la répétition de tâche **Mtrx12**. C'est la tâche qui compte le plus de freinages (480) et on peut remarquer qu'elle est reproduite deux fois de suite pour chaque répétition (tâches 3 et 4 puis 8 et 9). Le taux d'occurrence de crissement a tendance à doubler entre les tâches 3 et 4 passant de 6.46% à 12.92%. Ce niveau augmente encore pour la tâche 8 où désormais 17% des freinages génèrent du crissement mais n'évolue plus trop pour la tâche 9 où ce sont 18% des freinages qui crissent. Il semble

	Occurrence Globale	SPL Max. [dBA]	Occurrence rel. MAV/MAR	μ moyen MAV/MAR
1. Shaker01 (7 stops)	0.00%	-	0% / 0%	0.21 / 0.22
2. Rod11 (260 stops)	17.69%	91.1	19.2% / 0%	0.49 / 0.38
3. Mtrx12 (480 stops)	6.46%	93.2	7.2% / 0%	0.47 / 0.39
4. Mtrx12 (480 stops)	12.92%	96.9	13.9% / 4.2%	0.49 / 0.42
5. Drag01 (144 stops)	39.58%	96.1	39.6% / -	0.52 / -
6. Decel01 (64 stops)	14.06%	95.9	14.1% / -	0.47 / -
7. BF01 (120 stops)	39.17%	106.8	41.7% / 36.7%	0.47 / 0.43
8. Mtrx12 (480 stops)	17.08%	100.8	15.5% / 31.3%	0.48 / 0.41
9. Mtrx12 (480 stops)	18.13%	101.5	16.9% / 29.2%	0.49 / 0.41
10. Drag01 (144 stops)	30.56%	95.5	30.6% / -	0.52 / -
11. Decel01 (64 stops)	32.81%	101.3	32.8% / -	0.48 / -
12. BF01 (120 stops)	60.83%	107.9	45% / 76.7%	0.44 / 0.43

TABLEAU 2.2 – Influence de la répétition des tâches sur le crissement

y avoir ici une part d'usure de la garniture dans la première partie de l'essai que l'on peut comparer avec l'augmentation de 0.47 à 0.49 du coefficient de frottement moyen mesuré et qui influe sur l'apparition du phénomène. Cela dit, il faut également mettre cette augmentation du taux d'occurrence en perspective avec l'apparition de la fréquence de crissement à 2kHz uniquement dans la deuxième répétition.

En ce qui concerne la tâche **drag01**, c'est la première répétition qui est plus bruyante avec 39.6% d'occurrence de crissement au dessus de 70dB contre 30.56% lors de la seconde exécution. La valeur moyenne du coefficient de frottement est identique pour les deux tâches et vaut 0.52. Cependant on peut encore noter que le crissement à 2kHz n'apparaît que lors de la seconde exécution.

On remarque ici que, malgré le crissement à 2kHz, on voit les mêmes fréquences ressortir d'un enchainement de tâche à un autre. Le contenu fréquentiel n'est pas totalement différent d'une répétition à une autre et les niveaux acoustiques restent du même ordre de grandeur. Il sera intéressant d'approfondir l'analyse sur la fréquence à 2kHz notamment sur des plaquettes usées pour valider ou pas notre hypothèse de repositionnement.

Sens de rotation

Le sens de rotation comme on a pu l'observer lors de l'analyse de l'essai sur plaquettes neuves sans shim a un impact sur l'apparition du crissement. Le crissement observé à 11kHz apparaît exclusivement en marche avant tandis que celui à 6.2kHz est généré pour les freinages en marche arrière. On constate que le nombre de freinages avec crissement obtenu en marche arrière est plus faible. Cela peut s'expliquer par le fait que le nombre de freinages réalisés en marche arrière est plus faible que le nombre de freinages réalisés en marche avant (334 contre 2509). Cela dit, les essais réalisés en marche arrière génèrent en proportion moins de bruit de crissement puisque seulement 3.5% des freinages réalisés en marche arrière présentent du crissement contre 16.2% en marche avant. On a donc bien ici une dépendance du crissement au sens de rotation du disque.

Distribution du coefficient de frottement par fréquence de crissement

On trace également pour les occurrences au dessus de seuil acoustique la fréquence mesurée en fonction du coefficient de frottement mesuré.

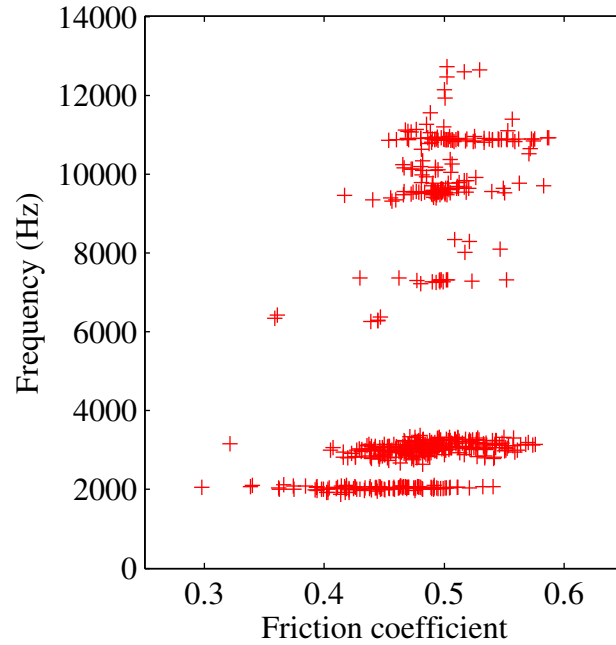


FIGURE 2.7 – Fréquences mesurées en fonction du coefficient de frottement

Les résultats présentés à la figure 2.7 illustrent une apparition du phénomène de crissement à des valeurs de coefficient de frottement comprises entre 0.3 et 0.6. Si les basses fréquences semblent apparaître sur toute cette plage, la fréquence de crissement mesurée à 7 kHz est très centrée sur une valeur de coefficient de frottement de 0.5.

De manière plus approfondie on trace pour chacune des 4 fréquences de crissement caractéristiques (2kHz, 3kHz, 7kHz et 11kHz) la distribution du coefficient de frottement moyen mesuré. La distribution est estimée en pourcentage par rapport au nombre total des freinages crissants pour une fréquence donnée. Les résultats sont présentés à la figure 2.8.

On constate que plus de 75% du crissement à 7kHz apparaît pour un coefficient égal à 0.5, tandis que les freinages à 2kHz, 3kHz et 11kHz sont particulièrement dispersifs avec des amplitudes de coefficient de frottement allant jusqu'à 0.25. On comprend ici l'intérêt qu'il y aura dans les calculs de stabilité qui seront menés plus tard de balayer les coefficients de frottement sur une certaine plage afin de faire ressortir toutes les instabilités envisageables sur notre modèle numérique de système de freinage.

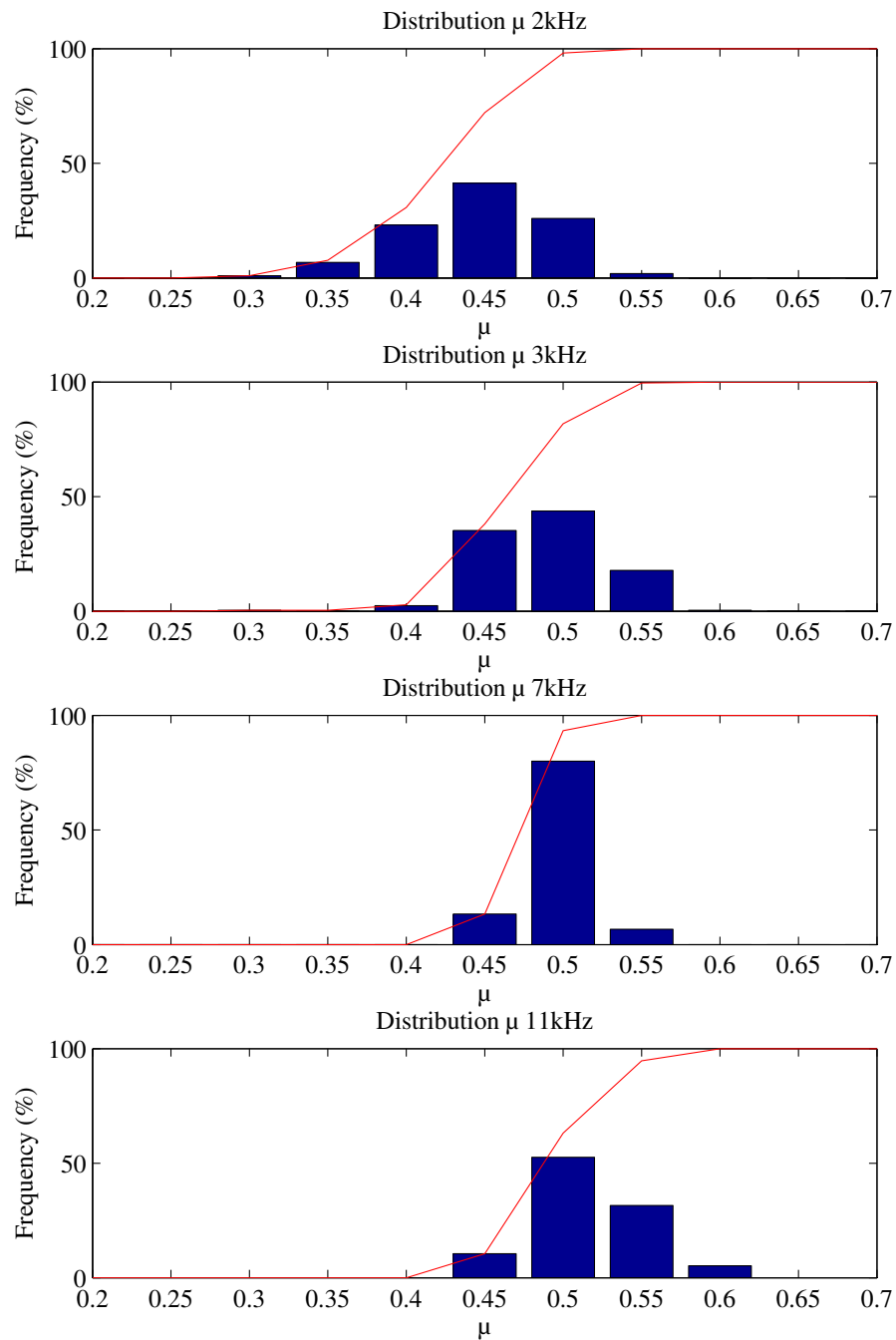


FIGURE 2.8 – Distribution du coefficient de frottement par instabilité

Température

La température ne semble pas jouer de rôle sur l'apparition ou pas d'une fréquence de crissement en particulier. En effet la plupart des fréquences mesurées apparaissent sur toute la plage de température balayée lors de l'essai comme le montre la figure 2.9. Ce résultat nous permet de valider l'utilisation d'un modèle numérique qui sera indépendant

de la température en premier ordre. Seul un effet assouplissant semble intervenir pour le crissement à 3kHz dont la fréquence a tendance à diminuer avec une augmentation de la température comme l'illustre la figure 2.10.

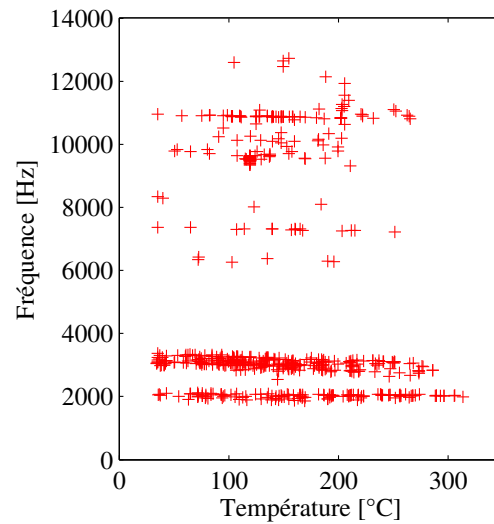


FIGURE 2.9 – Distribution de la température pour les freinages crissants

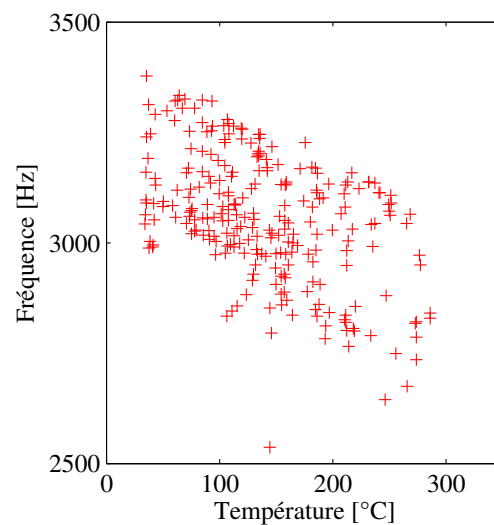


FIGURE 2.10 – Evolution de la fréquence de crissement à 3kHz avec la température

Pression

En traçant les fréquences de crissement en fonction de la pression de freinage (figure 2.11) on s'aperçoit que cette dernière influe clairement sur l'apparition de certaines fréquences de crissement. Par exemple, on voit nettement sur cette figure que le crissement à 2kHz n'est généré que pour de basses pressions de freinage. De manière globale, la distribution de pression pour les freinages crissants est centrée sur 10 bars (figure 2.12(a)) alors que la distribution de la pression de freinage sur tout l'essai couvre une plage plus large (figure 2.12(b)). On peut donc en conclure que les faibles pressions sont favorables à l'apparition du crissement. De même, cela nous montre qu'il sera utile de mettre en place un modèle numérique et une démarche de simulation capables de prendre en compte l'influence de la pression.

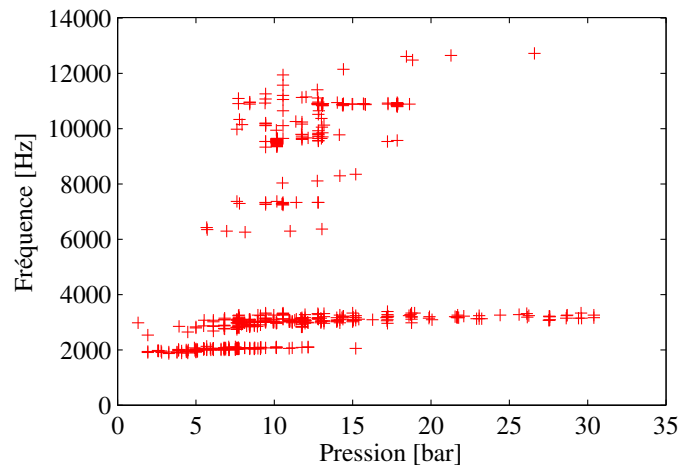


FIGURE 2.11 – Fréquences de crissement mesurées en fonction de la pression de freinage

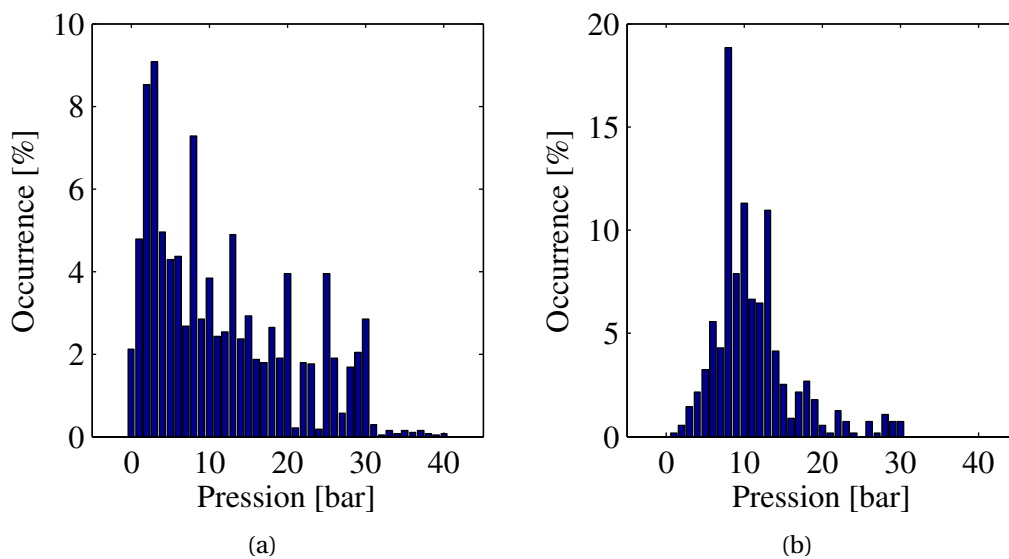


FIGURE 2.12 – Distribution de la pression pour la totalité des freinages de l'essai (a) et uniquement pour les freinages ayant engendré du crissement (b)

2.3.3 Influence de l'usure

Le meilleur moyen d'analyser l'influence de l'usure des plaquettes sur le crissement a été de comparer les essais 1 et 3. De manière globale, l'usure diminue le nombre de freinages qui génèrent du crissement au cours de l'essai. Quand la proportion de freinage ayant généré du crissement au cours de la procédure était de 19.7% pour l'essai 1, ce ratio n'est plus que de 5.6% lors de l'essai sur plaquettes usées. On note également une certaine évolution dans les fréquences mesurées. La fréquence à 3kHz semble remonter légèrement vers 3.5kHz et la dispersion en fréquence semble moindre.

Comme le montre la figure 2.13 le crissement en marche arrière n'apparaît plus que lors des tâches **BF01** où on alterne les freinages en marche avant et marche arrière ce qui semble donner lieu à un calage spécifique de la plaquette.

La fréquence à 2kHz apparaît bien tout au long de la procédure d'essai. Le calage de la plaquette dès le début de l'essai peut donc être différent de celui obtenu au début de l'essai sur plaquettes neuves mais on peut aussi imaginer avoir atteint le niveau d'usure suffisant à l'apparition de cette fréquence.

En ce qui concerne les niveaux acoustiques mesurés, les résultats présentés à la figure 2.14 montrent une atténuation des niveaux par rapport à l'essai sur plaquettes neuves. Aucun freinage crissant n'excède désormais le seuil de 100dB

L'usure des garnitures semble donc au final en faveur d'une diminution de l'apparition du crissement sans changer fondamentalement le comportement dynamique du système.

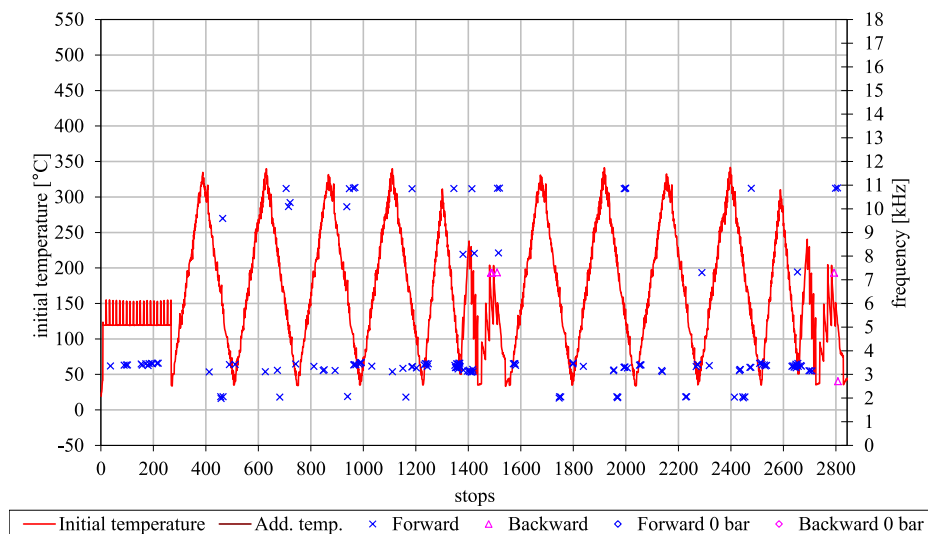


FIGURE 2.13 – Freinages crissants et évolution de la température au cours de l'essai

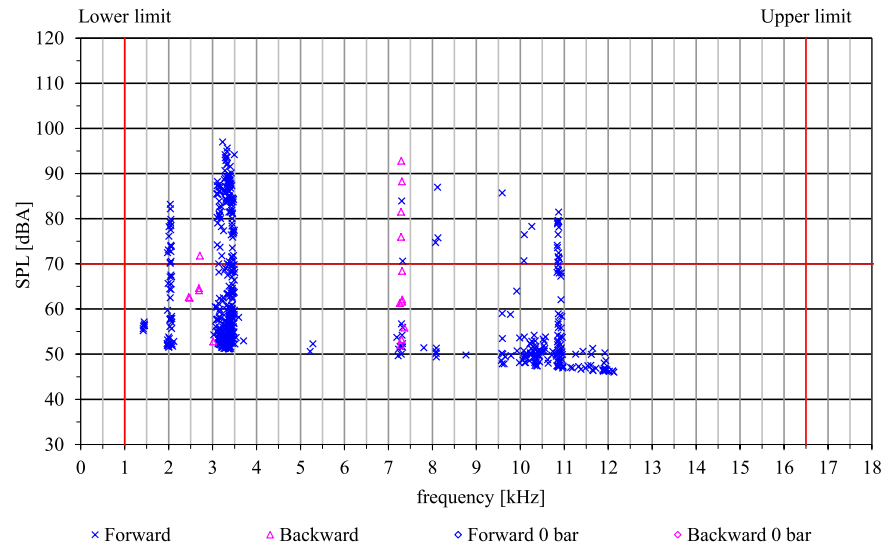


FIGURE 2.14 – Niveaux acoustiques mesurés par fréquence de crissement

2.3.4 Influence du SHIM

En comparant les essais 1 et 2 nous sommes en mesure de constater l'influence des shims sur le phénomène de crissement. Le shim est un matériau multi-couches apposé au dos des plaquettes. Le modélisation du shim et le détail de sa conception seront abordés dans un autre chapitre de ce manuscrit. La viscoélasticité de certaines de ses couches lui confère un pouvoir amortissant qui permet de limiter la propagation des vibrations et ainsi de faire disparaître le crissement. C'est une solution usuellement proposée par les fabricants de plaquettes et les fournisseurs de systèmes de freinage. Les résultats expérimentaux nous ont permis d'analyser l'influence de ce shim en comparant les essais 1 et 2.

Impact sur l'apparition du crissement

La figure 2.15 présente les résultats globaux concernant l'observation du crissement lors de l'essai avec des plaquettes neuves équipées de shim.

On peut remarquer dans le cas du système équipé de shim qu'il n'y a plus qu'un seul freinage sur les 2843 de la procédure pour lequel du crissement a été détecté au delà du seuil acoustique. Le shim semble donc bien avoir les performances attendues vis à vis de l'atténuation du phénomène. La suite de l'analyse de ces résultats permet d'étudier l'impact du shim sur les niveaux acoustiques et le comportement dynamique du système de freinage.

Influence sur les fréquences

Malgré un fort impact sur l'apparition du crissement, on constate cependant, en observant la figure 2.16, que les fréquences observées, même en dessous du seuil acoustique fixé par CBI, sont similaires à celles observées sur le système sans shim. Le shim ne modifie donc pas complètement le comportement dynamique du système mais atténue simplement le niveau acoustique des fréquences instables en atténuant les vibrations. On retrouve ainsi les raies fréquentielles à 3kHz, 7kHz et 11kHz observées précédemment. On ne retrouve cependant pas de crissement à 2kHz qui semblait d'après nos observa-

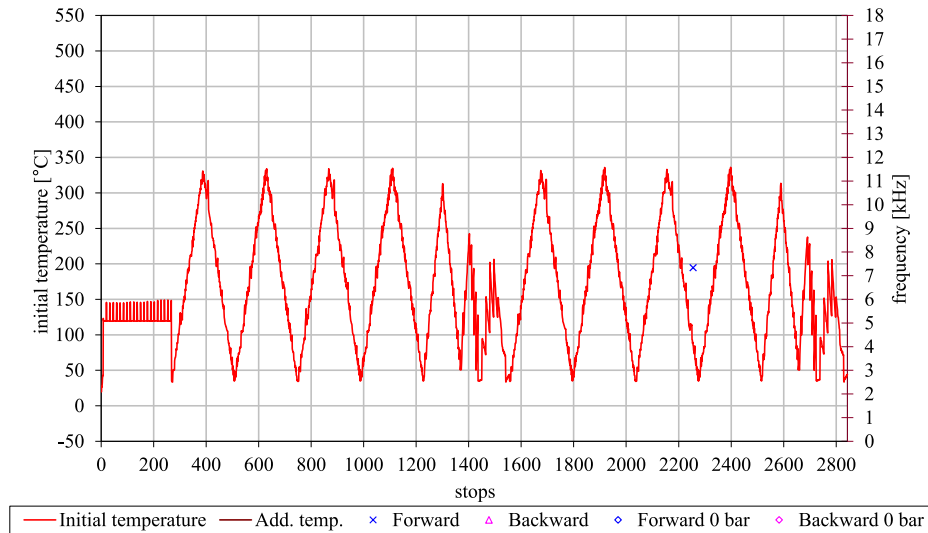


FIGURE 2.15 – Freinages crissants et évolution de la température au cours de l’essai

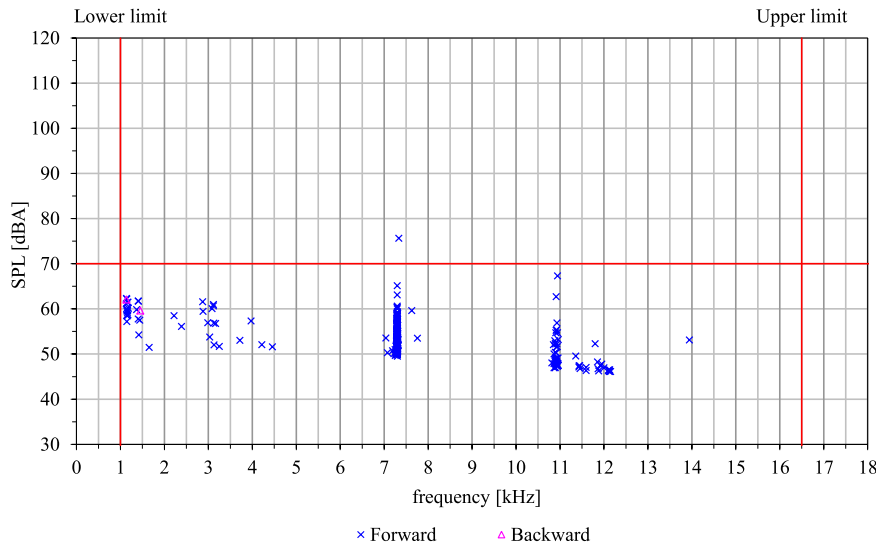


FIGURE 2.16 – Distribution du crissement par fréquence mesurée

tions précédentes apparaître à partir d’une certaine usure de la garniture, ou d’un certain calage de la plaquette dans son étrier à la suite de la tâche **BF01**. La sur-épaisseur liée à l’ajout de shim modifie peut-être le positionnement des plaquettes dans l’étrier et de ce fait empêche cette fréquence d’apparaître. La rigidité de l’interface de contact avec l’insertion de couche de caoutchouc qui compose le shim est également modifiée et pourra avoir son importance sur l’apparition du phénomène. Il est également intéressant de noter l’apparition de certaines fréquences assez basses aux alentours de 1100Hz et 1300Hz sur cet essai avec des shims.

Influence sur les niveaux

On remarque une disparition quasi-totale du crissement sur ce type d’essai. Une seule occurrence apparaît pour une fréquence de crissement située à environ 7300Hz. C’est la seule occurrence qui dépasse le seuil de détection fixé à 70dB mais son niveau reste assez faible (environ 75dB). Pour rappel, concernant l’essai sur plaquettes neuves sans shims la

valeur moyenne des niveaux maximum observés par fréquence principale de crissement avoisinait les 100dB.

Pour conclure on peut clairement affirmer que le shim a une influence bien plus importante sur le crissement que l'usure. Ici il permet de faire disparaître ce phénomène sur notre système.

Ces conclusions permettent de valider la stratégie qui sera mise en place dans la suite des travaux de thèse qui consistent à déterminer une modélisation adaptée des shims permettant d'inclure leur comportement dans nos calculs numériques de crissement.

2.3.5 Comparaison des niveaux vibratoires et acoustiques

Les résultats d'essais nous ont également permis de comparer les mesures accélérométriques avec les mesures acoustiques. L'enregistrement de la mesure acoustique n'étant déclenché que lorsque le niveau dépasse le seuil de 70 dB, cette comparaison n'a pu être faite que pour des freinages issus des essais avec des plaquettes sans shim. Nous avons retenu pour cette comparaison 3 fréquences de crissement pour les deux essais sans shim, soit un total de 6 enregistrements. Les caractéristiques des enregistrements associés sont détaillées dans le tableau 2.3.

Nous avons dans un premier temps utilisé la décomposition en série de Fourier discrète pour comparer les signaux échantillonnés. La fréquence d'échantillonnage des signaux expérimentaux est de 65kHz. Cela nous permet d'obtenir une représentation spectrale discrète de notre signal échantillonné selon la définition suivante :

$$S(k) = \sum_{n=1}^{N-1} s(n) \cdot e^{-2i\pi k \frac{n}{N}} \quad \text{pour } 0 \leq k < N \quad (2.1)$$

Pour un signal s de N échantillons.

On constate ici une forte correspondance du contenu fréquentiel entre les signaux acoustiques et vibratoires. Les mêmes raies fréquentielles émergent quelle que soit la fréquence considérée, comme constaté sur la figure 2.17, ce qui laisse présager un fort lien entre le comportement vibratoire et le rayonnement acoustique du système. Ce résultat est de premier ordre vis à vis de notre choix de modélisation fréquentielle du phénomène de crissement qui sera abordé plus tard dans ce manuscrit. Ce résultat nous permettra par ailleurs de limiter notre étude de simulation numérique aux aspects vibratoires sans rechercher à calculer le rayonnement acoustique.

Nous nous sommes également intéressés à la comparaison des spectrogrammes de ces mêmes signaux. Ce type de graphique permet une bonne analyse du phénomène évanescent qu'est le crissement. Il nous permet d'étudier l'évolution de la fréquence et de l'intensité dans le temps de notre mesure accélérométrique ou acoustique.

N° essai	Label	Fréquence (kHz)	Tâche	vitesse (km/h)	Pression (bar)
1	E1	2	BF01	10 à 0	7
1	E2	3	Decel01	50 à 0	9
1	E3	10.9	Drag01	3	10 15 10
1	E4	2	Mtrx12	40 à 0	7
1	E5	3	Mtrx12	40 à 0	7
1	E6	10.9	BF01	13 à 17 puis 13	5

TABEAU 2.3 – Caractéristiques des enregistrements analysés

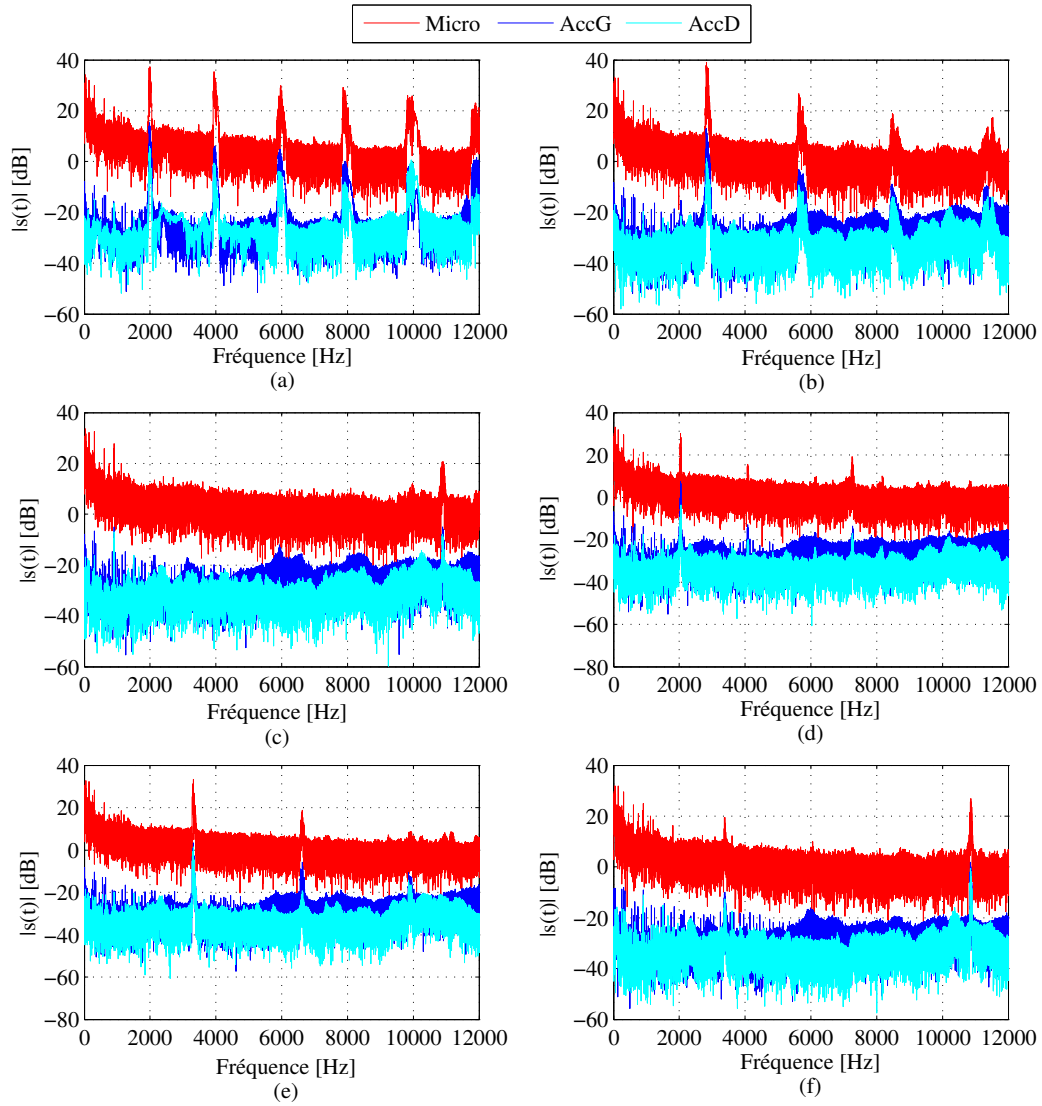


FIGURE 2.17 – Comparaison des signaux acoustiques (en rouge) et accélérométriques (en bleu) pour les 6 enregistrements (a) à (f). Les résultats sont présentés en dB avec une pression acoustique de référence de $20\mu\text{Pa}$ et une accélération de référence de 1m/s^2 .

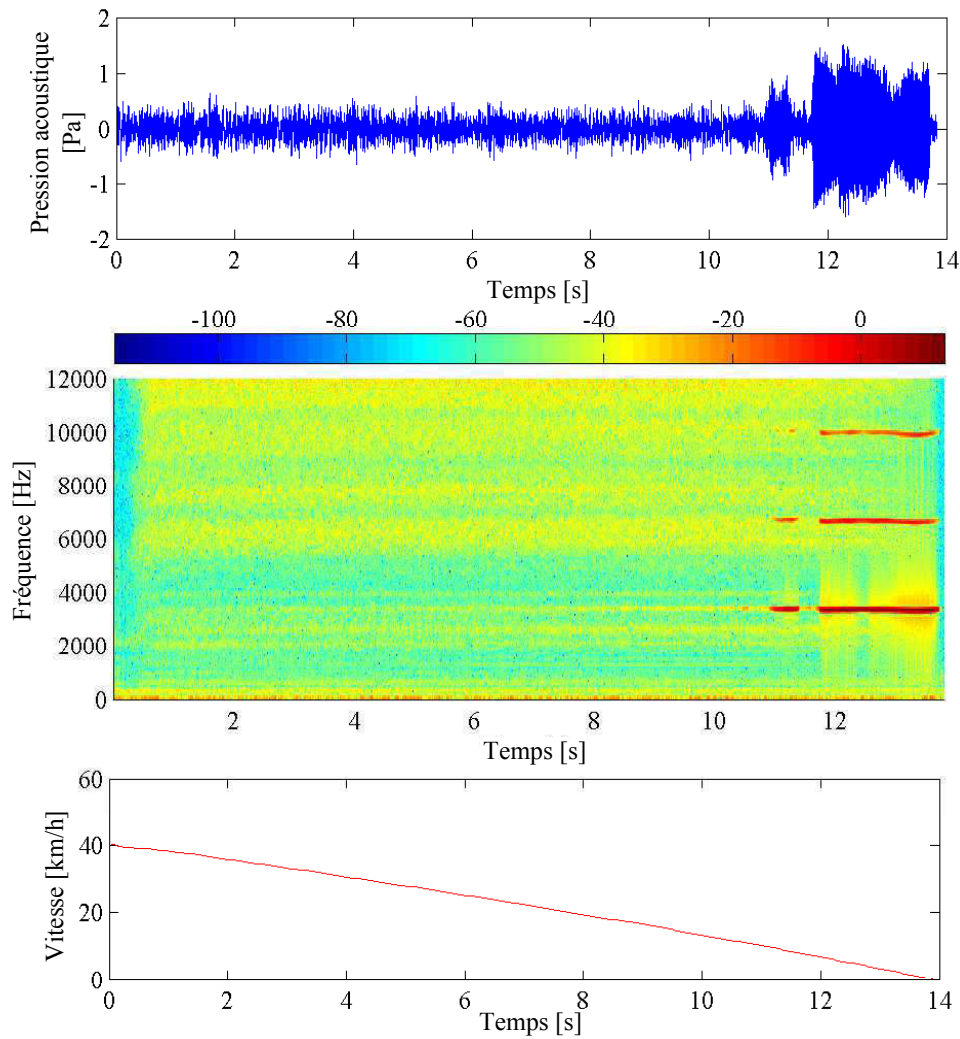


FIGURE 2.18 – Comparaison des signaux acoustiques et vibratoires pour une occurrence de crissement.

On peut facilement établir comme présenté sur la Figure 2.18 une certaine corrélation entre le niveau acoustique mesuré et les vibrations du système de freinage. Dès l'instant où le niveau acoustique croît (vers 12s), on voit clairement ressortir les harmoniques sur le spectrogramme du signal vibratoire qui correspondent à la fréquence acoustique mesurée aux alentours de 3.5kHz. Pour cet essai, la pression de freinage est maintenue constante à 7 bars alors que la vitesse de rotation diminue comme décrit sur la courbe de la figure 2.18. Il semble qu'on ait un seuil d'apparition du crissement quand la rotation descend sous une certaine valeur. Cette chute de vitesse est sûrement à associer à une évolution du coefficient de frottement à l'interface disque/plaquette qui fait ainsi émerger l'instabilité.

2.3.6 Le cas du freinage de maintien

Nous le verrons dans la suite de ce manuscrit, le freinage de maintien est la seule configuration de freinage que nous avons modélisée au cours de ces travaux. Une analyse toute particulière de ce type de freinage sera donc faite dans cette section. On entend par freinage de maintien une opération de freinage où la vitesse de rotation du disque est main-

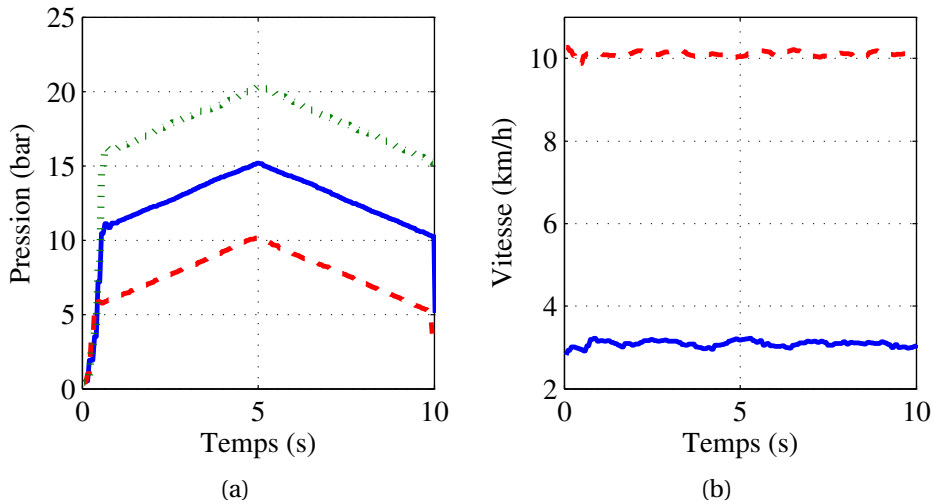


FIGURE 2.19 – Consignes en pression et en vitesse des freinages de la tâche Drag01

tenue constante. Ce type de freinage a été largement étudié par la communauté scientifique [Caz12], [Ren11], [SLC⁺13]. Dans la procédure d'essai réalisée cela correspond à la tâche **Drag01**. Pour les freinages réalisés dans cette tâche, la vitesse de rotation est imposée constante à 3 km/h ou 10 km/h et la pression est maintenue à 7.5 bars, 12.5 bars ou 17.5 bars en fonction de l'opération de freinage considérée. Les différentes consignes de pression et de vitesse sont détaillées à la figure 2.19.

On s'intéresse ici à cette tâche pour chacun des 3 essais réalisés. La figure 2.20 synthétise les résultats globaux en fréquences et niveaux acoustiques observés au cours des différents essais.

Quel que soit l'essai sans shim considéré, on constate une apparition majoritaire du crissement à 3kHz. Pour l'essai 1, environ 14% des freinages de cette procédure génèrent un crissement à cette fréquence tandis que pour l'essai 3 cela représente 12% des freinages. Globalement l'essai sur les plaquettes neuves est plus bruyant puisque 35% des freinages sont détectés comme générateurs de crissement alors que sur les plaquettes usées le crissement n'apparaît que pour 12.5% des freinages réalisés. Puisque le taux d'occurrence du crissement à 3kHz est sensiblement le même entre ces 2 essais, c'est en regardant les autres fréquences qui émergent que nous pouvons expliquer cette différence. L'essai sur plaquettes neuves fait ressortir dans 9.7% des freinages du crissement à 11kHz mais également du crissement à 2kHz pour 6% des opérations de freinage. Enfin, on note la présence de crissement à 9.7kHz pour 3.47% des freinages.

Analyse du crissement à 3kHz

Si on s'intéresse plus particulièrement aux conditions d'apparition du crissement à 3kHz pour les essais 1 et 3, ce qui semble générer la plus grande dispersion en fréquence pour l'essai sur plaquettes neuves est la répétition des tâches. On observe clairement deux zones de fréquences distinctes. Les fréquences s'étalent de 2950 à 3300Hz pour la première répétition de la tâche **Drag01** puis de 2700 à 2930Hz pour la seconde répétition comme on peut l'observer sur la figure 2.20.

L'usure ne semble pas en revanche avoir d'influence sur les niveaux acoustiques du crissement à 3kHz. En effet, les valeurs de ces niveaux sont très proches entre ces 2 essais.

Une autre similitude qui peut être constatée entre les deux essais concerne le coeffi-

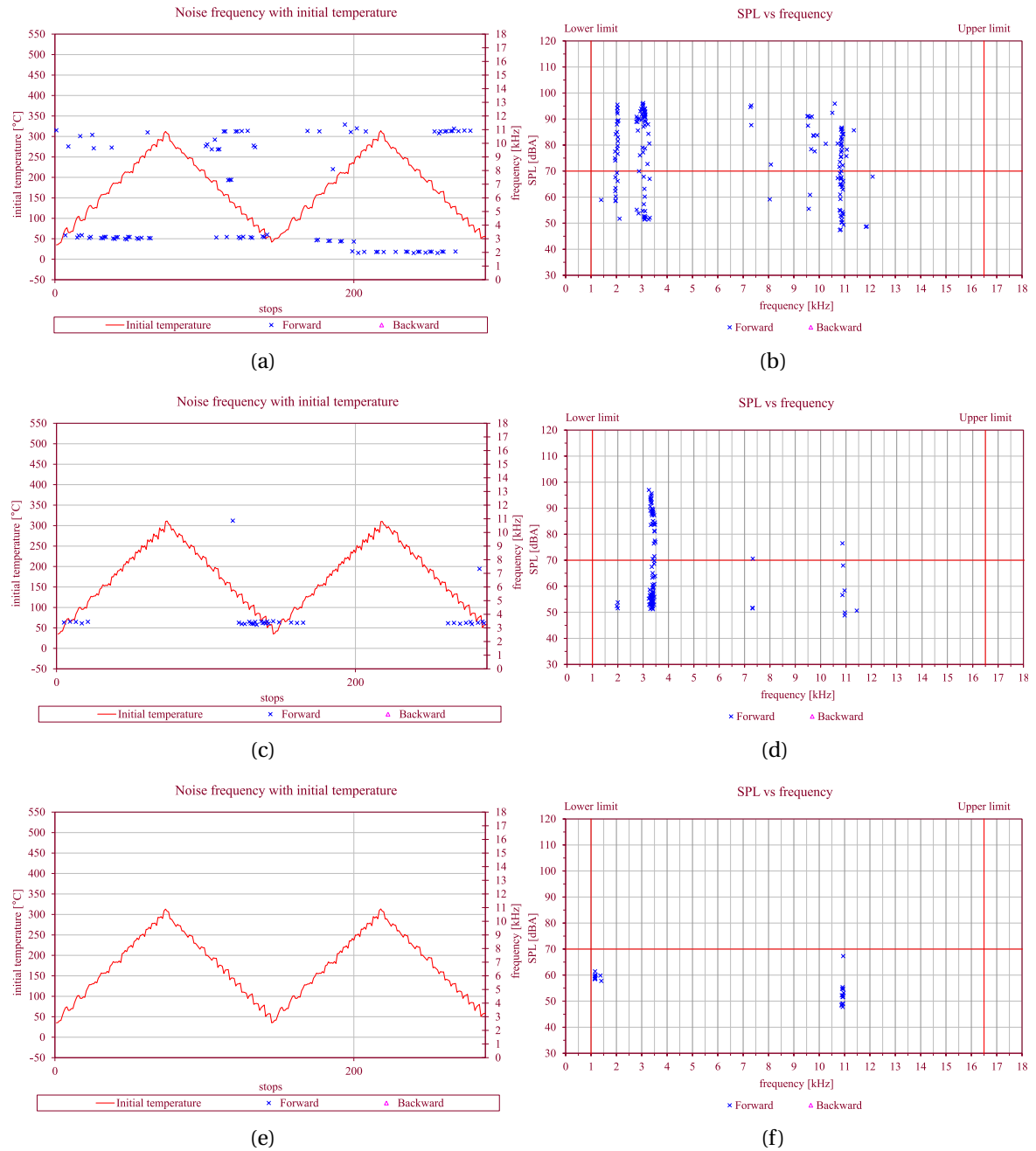


FIGURE 2.20 – Niveaux et fréquences mesurés pour les essais de freinage de maintien

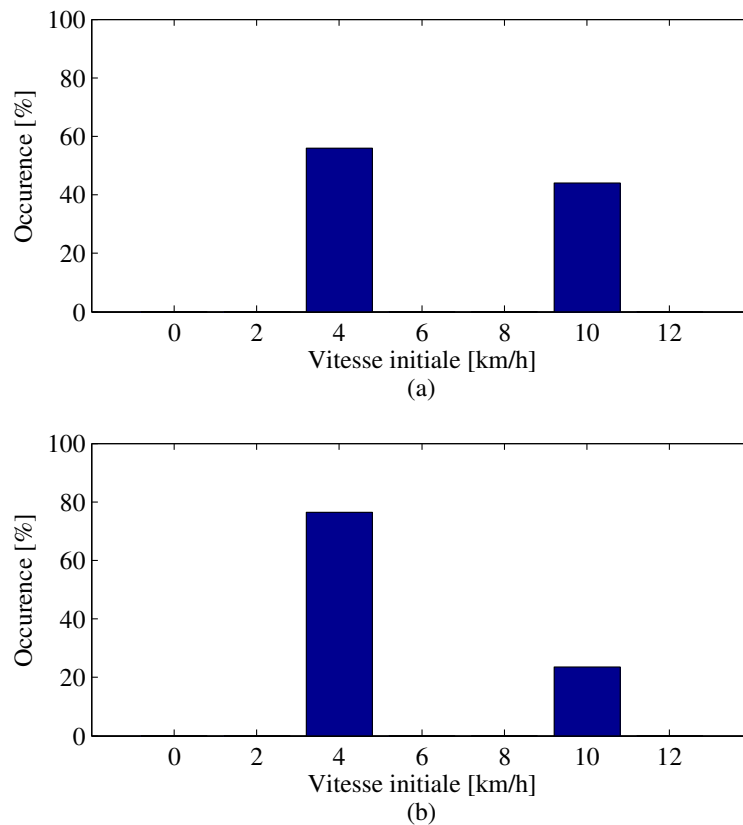


FIGURE 2.21 – Influence de la vitesse sur l'occurrence du crissement à 3kHz sur plaquettes neuves (a) et usées (b).

cient de frottement moyen mesuré pour le crissement à 3kHz. La valeur de ce coefficient est constante entre les deux répétitions de la tâche **Drag01** lors de la procédure, elle vaut 0.52. En revanche, on constate à chaque fois, quel que soit l'essai, que la deuxième répétition de la tâche **Drag01** est moins bruyante que la première (en termes d'occurrence).

On peut également retenir que pour l'essai sur plaquettes neuves comme usées, le crissement à 3kHz a tendance à apparaître plus fréquemment pour une faible vitesse de rotation. Comme illustré sur la figure 2.21, les freinages à basses vitesses de rotation génèrent 56% des occurrences de crissement à 3kHz pour l'essai sur plaquettes neuves et plus de 75% des occurrences pour les plaquettes usées.

Il est également intéressant de noter l'influence de la température sur cette fréquence de crissement. Pour l'essai 3, on remarque qu'aucun freinage crissant à 3kHz n'a lieu au delà de 150°C. Concernant l'essai 1, la température semble jouer un rôle sur la dispersion en fréquence observée sur l'instabilité à 3kHz. Comme le montre la figure 2.22, l'augmentation de température semble s'accompagner d'une diminution de la fréquence de crissement. Cela pourrait être lié au fait que les matériaux ont tendance à s'assouplir avec une augmentation de la température d'où la diminution des fréquences.

Si on s'intéresse à l'effet de la pression de freinage on s'aperçoit qu'avec des plaquettes neuves le crissement n'est jamais observé pour des hautes pressions, ce qui n'est pas le cas avec des plaquette usées. Si on regarde la distribution de pression sur les occurrences de crissement à 3kHz pour chacun des deux essais (figure 2.23), on constate une forte tendance d'apparition de ce crissement à basse pression (7.5 bars) pour l'essai sur pla-

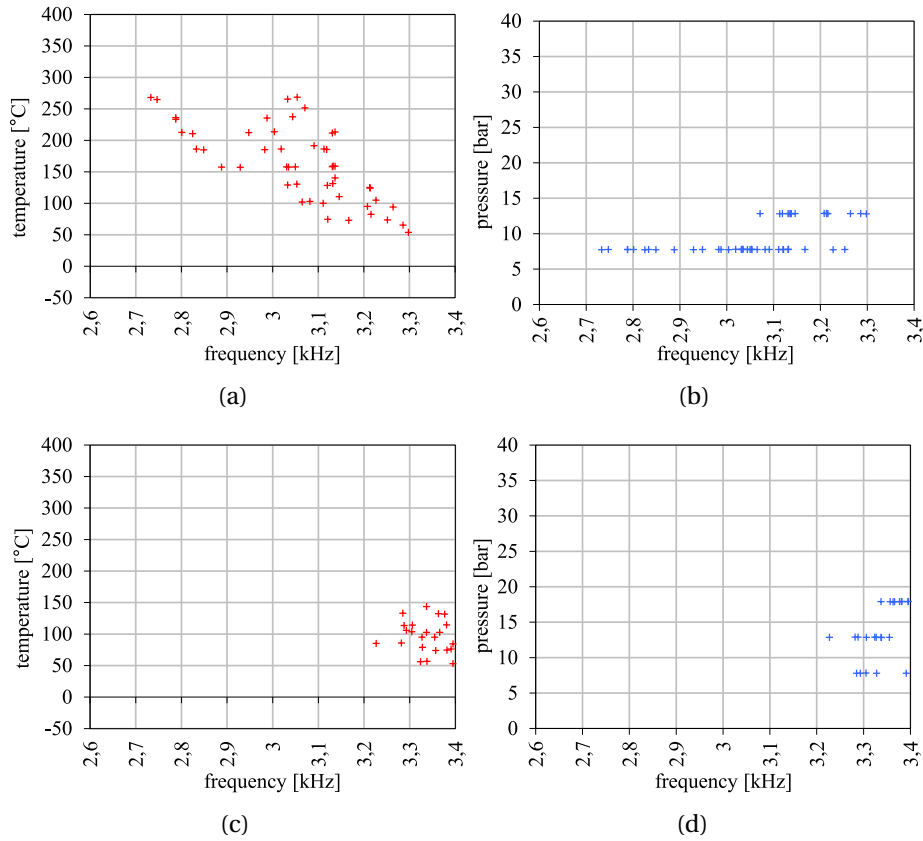


FIGURE 2.22 – Influence de la température et de la pression sur l'apparition du crissement à 3kHz pour freinage de maintien

quettes neuves avec 68% des occurrences. Avec des plaquettes usées, cette distribution est plus répartie sur les moyennes et hautes pressions qui représentent respectivement 44 et 41% des occurrences. On peut penser que du fait de l'épaisseur de garniture manquante liée à l'usure, la pression doit être plus forte pour positionner la plaquette de la même manière que dans l'essai 1 et faire ressortir cette instabilité.

Pour notre modélisation de ce type de freinage de maintien, on pourra retenir qu'avec des plaquettes à l'épaisseur nominale, l'occurrence majeure de crissement apparaît pour des basses vitesses de rotation et de faibles pressions de freinage. Le coefficient de frottement qui en résulte est lui d'une valeur moyenne de 0.5.

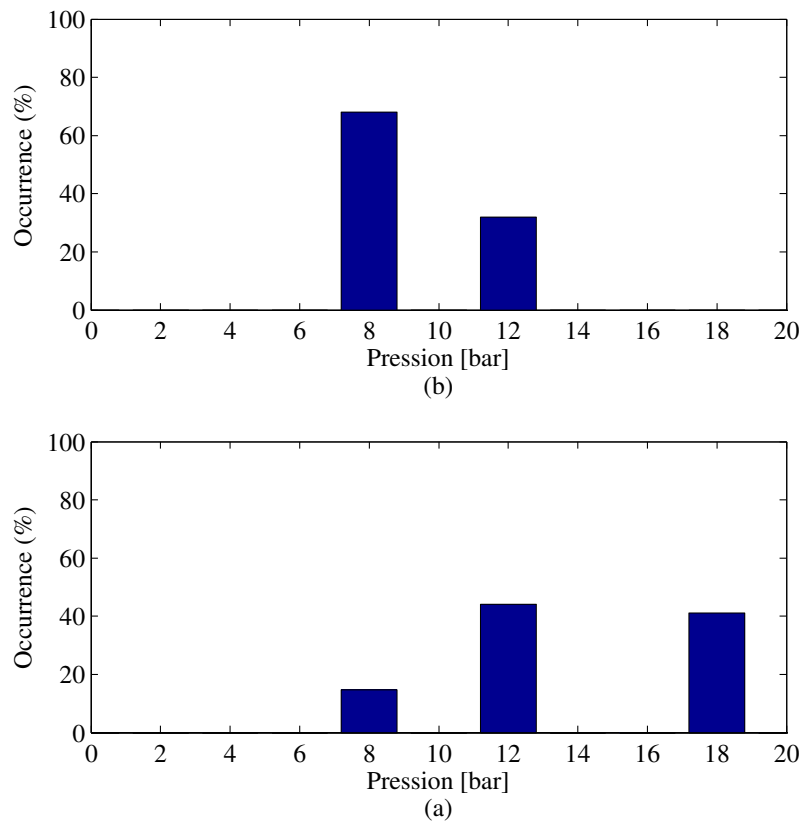


FIGURE 2.23 – Distribution de la pression de freinage pour le crissement à 3kHz sur plaquettes neuves (a) et usées (b).

2.4 Conclusions

L'analyse de résultats d'essais nous a permis d'en comprendre un peu plus sur la problématique du crissement de frein. Si c'est un phénomène de nature évanescence, il est très propre aux caractéristiques dynamiques de notre système. L'usure des plaquettes semble aller dans le sens de la disparition du phénomène. De plus la correspondance entre les signatures vibratoires et acoustiques nous permet d'envisager comme première étape une étude numérique du phénomène basée uniquement sur l'analyse de stabilité et du calcul vibratoire, en négligeant le calcul de rayonnement acoustique. Dans la suite de ces travaux de thèse, nous nous limiterons à une analyse de stabilité sur un système de frein non-linéaire. De ce fait les résultats ne pourront donner que des informations sur les potentielles occurrences de crissement. On retiendra, pour la suite de nos travaux numériques, qui viseront à modéliser le phénomène sur une géométrie de patin neufs, qu'il est à privilégier les faibles vitesses de rotation ainsi que les basses pressions de freinage tout en balayant une large plage de coefficient de frottement pour faire apparaître toutes les instabilités qui caractérisent notre système.

2.5 Références

- [AGMS09] A. Akay, O. Giannini, F. Massi, and A. Sestieri. Disc brake squeal characterization through simplified test rigs. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23(8) :2590–2607, November 2009. [22](#)
- [BHP07] N. Bedouin, T. Hoguet, and T. Pasquet. New concept of chassis dyno procedure for squeal noises evaluation. In *SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition*, Warrendale, Penn., 2007. Society of Automotive Engineers. [23](#)
- [Caz12] O. Cazier. *Instabilités dynamiques de systèmes frottants en présence de variabilités paramétriques - Application au phénomène de crissement*. PhD thesis, 2012. Thèse de doctorat dirigée par Tison, Thierry et Massa, Franck Mécanique Valenciennes 2012. [22](#), [28](#), [40](#)
- [KOP03] N.M. Kinkaid, O.M. O'Reilly, and P. Papadopoulos. Automotive disc brake squeal. *Journal of Sound and Vibration*, 267(1) :105 – 166, 2003. [22](#)
- [Lor07] X. Lorang. *Instabilité des structures en contact frottant : Application au crissement des freins à disque de TGV*. Theses, Ecole Polytechnique X, Oct 2007. [22](#), [28](#)
- [Ren11] F. Renaud. *Etude de l'incidence des comportements dissipatifs dans les instabilités vibratoires des systèmes de freinages*. PhD thesis, 2011. Thèse de doctorat dirigée par Tawfiq, Imad Science pour l'ingénieur Châtenay-Malabry, Ecole centrale de Paris 2011. [22](#), [40](#)
- [SAE06] SAE. Sae j2521 disc and drum brake dynamometer squeal noise test procedure. Technical report, Jan 2006. [23](#)
- [SLC⁺13] J-J. Sinou, A. Loyer, O. Chiello, G. Mogenier, X. Lorang, F. Cocheteux, and S. Bel-laj. A global strategy based on experiments and simulations for squeal prediction on industrial railway brakes. *Journal of Sound and Vibration*, 332(20) :pp. 5068–5085, January 2013. [40](#)

Chapitre 3

Présentation du modèle d'étude et réduction de modèle

Sommaire

3.1 Introduction	48
3.2 Description du système	48
3.3 Modèle éléments finis	50
3.3.1 Modélisation du contact frottant	50
3.3.2 Conditions limites	52
3.4 Démarche numérique	52
3.4.1 Analyse de stabilité	52
3.4.2 Stratégie globale	53
3.4.3 Étude de la réduction de l'interface : rayon de distribution, pondération et distribution	58
3.5 Application au modèle métier PSA	61
3.5.1 Réduction de l'interface de contact et caractéristiques du modèle réduit	61
3.5.2 Modèle Abaqus à interface réduite : analyse statique non-linéaire	63
3.5.3 Modèle Abaqus à interface réduite : Fréquences propres et critère de MAC	66
3.5.4 Modèle Abaqus à interface réduite : analyse de stabilité	69
3.5.5 Assemblage du Super-Élément : analyse de stabilité	74
3.6 Conclusions	78
3.7 Références	79

3.1 Introduction

Si l'analyse de stabilité s'avère être la principale méthode industrielle pour étudier numériquement le crissement de frein, elle est toutefois encore limitée pour prédire suffisamment en amont le phénomène et ainsi réduire les coûts de développement associés au processus classique de conception et de fabrication d'un système de freinage. Le principal inconvénient de cette méthode concerne la sur-estimation ou sous-estimation des modes instables du système étudié. En fait, cette méthode déterministe ne peut prédire que le début de l'instabilité autour du point d'équilibre statique d'un système non-linéaire. De ce fait, une approche complètement non-linéaire semble plus pertinente [Sin10, SLC⁺13]. Malheureusement, ces calculs de type transitoires ou de vibrations non-linéaires requièrent principalement des méthodes d'intégration numérique coûteuses et nécessitant des ressources considérables tant en temps de calcul qu'en espace de stockage [VDR11, LSCL12]. La grande taille des modèles éléments finis industriels utilisés chez PSA Peugeot Citroën, rend donc l'utilisation de ces méthodes irréaliste et incompatible des délais standards de conception. Nous présenterons dans ce chapitre une méthode originale de réduction de modèle qui permet d'estimer de manière précise le comportement en stabilité d'un système industriel sur un modèle éléments finis dont la taille a été fortement réduite. Cette réduction permettra à terme d'analyser plus en détails le phénomène de crissement en utilisant des méthodes numériques non-linéaires citées précédemment ou encore de contrebalancer l'augmentation de la taille du système numérique induite par la prise en compte de comportements matériaux plus complexes. Tout d'abord, une description du modèle éléments finis de référence issu des calculs métier sera présentée ainsi que les résultats du calcul de stabilité associé. Ensuite, la méthode de réduction proposée, basée sur la réduction de l'interface de contact disque/plaquettes et la création d'un super-élément sera détaillée. Enfin, l'application de notre méthode sur le modèle métier de référence est proposée. Les résultats et l'influence du nombre de nœuds à l'interface de contact frottant seront présentés et commentés. L'efficacité de notre méthode est validée en considérant les résultats de l'analyse de stabilité autour de l'équilibre statique non-linéaire.

3.2 Description du système

Les travaux numériques de modélisation du crissement ont été réalisés sur un système de freinage complet qui équipe les véhicules du groupe PSA Peugeot Citroën. Ce modèle est identique au système utilisé pour les essais présentés dans le chapitre précédent mais il conviendra d'en rappeler la conception pour une meilleure compréhension. Le système de freinage est donc un système avec étrier flottant composé des différentes pièces. Une vue éclatée de la CAO du système est présentée dans la figure 3.1

D'un point de vue cinématique, on peut expliquer le fonctionnement d'un frein à étrier flottant de la manière suivante : lorsque le cylindre hydraulique est mis en pression, le piston pousse la plaquette intérieure contre le disque, à son contact un effort de réaction vient alors tirer l'étrier et donc la plaquette extérieure contre l'autre face du disque. La friction entre le disque en rotation et les plaquettes freine alors le véhicule. Les deux états du système en roue libre et en freinage sont schématisés sur la figure 3.2.

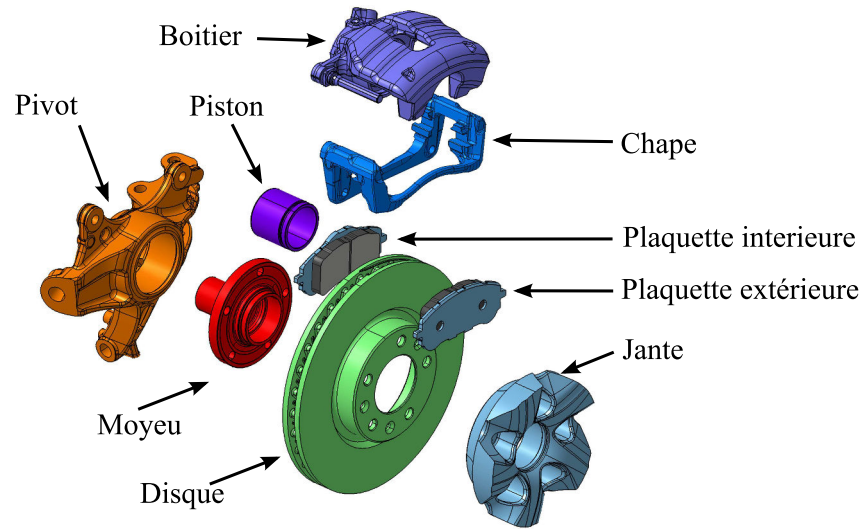


FIGURE 3.1 – Vue éclatée du système de freinage PSA

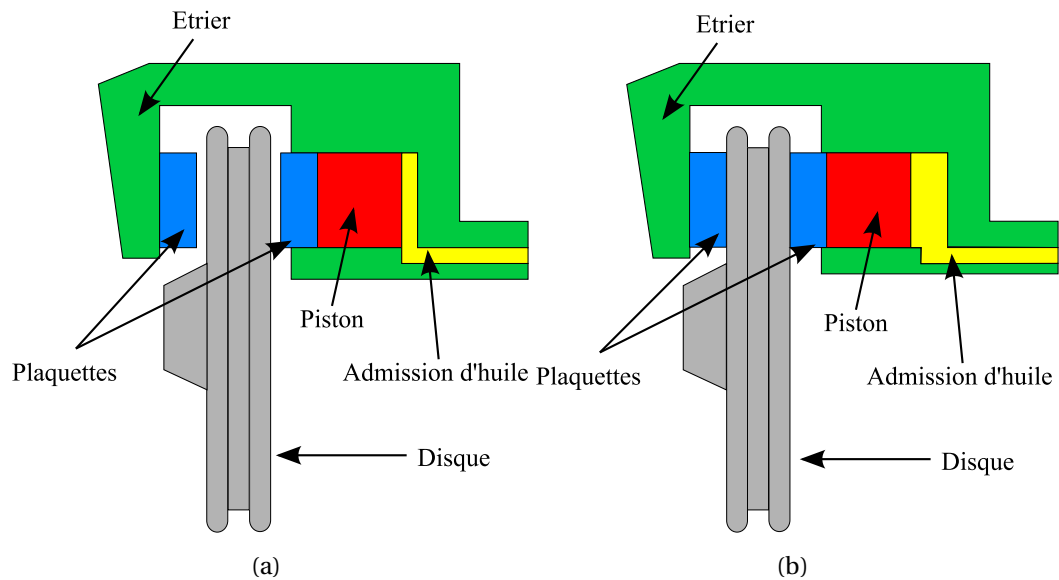


FIGURE 3.2 – Position des éléments du système de freinage en roue libre (a) et pendant le freinage (b)

3.3 Modèle éléments finis

Un modèle numérique fourni par les équipes de calcul métier a servi de base à ces travaux de thèse. Ce modèle est un modèle éléments finis réalisé à l'aide du code de calcul Abaqus. Le modèle initial contient un total de 100710 éléments tétraédriques à interpolation quadratique, ce qui représente un grand nombre de degrés de liberté, de l'ordre de 10^5 . La modélisation du contact et du frottement sont deux points clés pour la simulation du crissement, on s'attachera donc à décrire en détail les choix de modélisation effectués dans la suite de ce paragraphe.

3.3.1 Modélisation du contact frottant

Comme détaillé sur la figure 3.2, on peut constater qu'en situation de freinage de nombreuses pièces entrent en contact. De plus, le freinage étant purement lié au frottement des garnitures sur le disque, un choix a dû être fait pour modéliser ces deux phénomènes dans notre modèle éléments finis.

La carte *CONTACT PAIR du code de calcul Abaqus nous a permis de définir une loi de contact avec méthode de pénalité linéaire. C'est donc une relation linéaire qui vient lier la pénétration d'une interface de contact avec l'effort de contact résultant comme l'illustre la figure 3.3.

Les efforts de frottement, présents dans le plan de contact et dans la direction opposée du vecteur vitesse de glissement entre les 2 surfaces en contact frottant, sont modélisés à l'aide de la loi de Coulomb selon la relation suivante :

$$\begin{aligned} \|\vec{F}_t\| &\leq \mu \|\vec{F}_n\| \\ \|\vec{F}_t\| &= \mu \|\vec{F}_n\| \quad \exists \lambda \geq 0 \mid \vec{v}_t = -\lambda \vec{F}_t \quad (\text{glissement}) \\ \|\vec{F}_t\| &< \mu \|\vec{F}_n\| \quad \Rightarrow \|\vec{v}_t\| = 0 \quad (\text{adhérence}) \end{aligned} \quad (3.1)$$

avec F_t la force tangentielle de frottement, F_n la force normale de contact et μ le coefficient de frottement de Coulomb. On retrouve ici la formulation classique du cône de frottement représenté en figure 3.4. En considérant un contact ponctuel entre deux surfaces, on peut définir les deux situations suivantes concernant la résultante de l'effort de contact :

- si la force de réaction est à l'intérieur du cône, on a adhérence du contact et dans ce cas $\|\vec{v}_t\| = 0$,
- si cette résultante est sur le bord du cône alors la vitesse relative entre les deux corps est non nulle et les deux corps sont en situation de glissement frottant.

On peut ainsi lister dans le tableau 5.1 les principales interfaces de contact du modèle et leurs caractéristiques.

Contact	Coefficient de frottement	Séparation
Disque/Plaquettes	0.5	Oui
Piston/Plaquette intérieure	0.15	Non
Chape/Plaquettes	0.15	Oui
Boîtier/Plaquettes	0.15	Non

TABLEAU 3.1 – Modélisation des principaux contacts

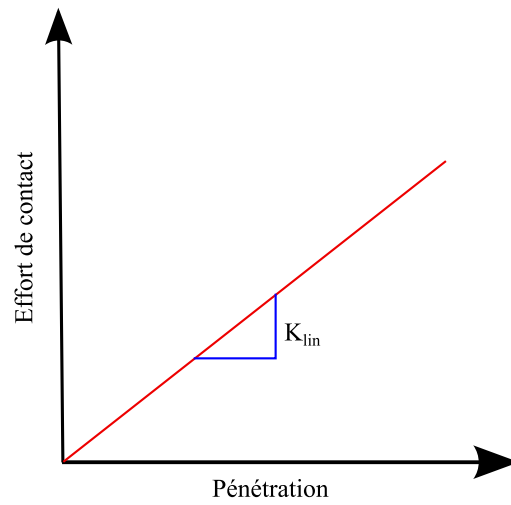


FIGURE 3.3 – Loi de pénalité linéaire

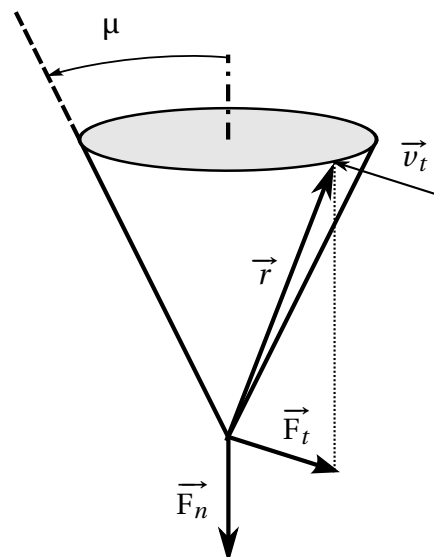


FIGURE 3.4 – Cône de frottement de Coulomb

3.3.2 Conditions limites

La mise en données du modèle a pour but de simuler un freinage de maintien. Comme expliqué au chapitre précédent, un freinage de maintien se caractérise par une pression de freinage et une vitesse de rotation du disque constante. Sur notre modèle éléments finis, le circuit hydraulique n'étant pas modélisé, on applique la pression de freinage par une force répartie au dos du piston ainsi qu'une force opposée sur la surface du boîtier qui est censé accueillir le piston. Un champ de vitesse correspondant à la rotation du disque est imposé sur les nœuds de maillage à la surface du disque pour générer du frottement.

3.4 Démarche numérique

Après avoir décrit les principales hypothèses qui nous permettent de modéliser sous Abaqus notre système de freinage, on détaillera dans cette section la démarche numérique permettant d'obtenir les résultats en stabilité et permettant de faire ressortir les fréquences potentiellement croissantes du système. On détaillera surtout les travaux de réduction du modèle qui ont été réalisés au cours de cette thèse. Cette stratégie vise, en réduisant le nombre de degrés de liberté aux interfaces de contact et en utilisant un super-élément de type Craig & Bampton, à trouver un compromis idéal entre taille du modèle et prédictivité afin d'envisager des calculs plus complexes, comme la Balance harmonique contrainte pour l'estimation des niveaux vibratoires stationnaires [CSN09], l'analyse transitoire, ou encore, nous le verrons dans un prochain chapitre, la modélisation de la non-linéarité des shims. L'analyse de stabilité a été dans ces travaux un moyen de validation de notre réduction de modèle c'est pourquoi elle sera détaillée dans le paragraphe suivant avant de détailler la méthode complète de réduction d'un modèle industriel.

3.4.1 Analyse de stabilité

Aujourd'hui l'analyse de stabilité est largement utilisée par les industriels pour estimer les potentielles occurrences de crissement d'un système de freinage. L'objet de cette analyse est de regarder l'évolution des fréquences propres d'un système linéarisé autour de sa position d'équilibre. La prise en compte du frottement aux interfaces de contact engendre des termes non-symétriques dans les matrices qui peuvent amener à l'apparition d'instabilités. Ce paragraphe explique les différentes étapes de l'analyse de stabilité telle qu'elle est réalisée chez PSA Peugeot Citroën sur le modèle de référence présenté précédemment. Premièrement, l'équilibre statique non-linéaire, \mathbf{U}_0 , est obtenu en résolvant le système de l'équation 3.2.

$$\mathbf{K}_{nl}\mathbf{U}_s + \mathbf{F}_{nl}(\mathbf{U}_s) = \mathbf{F}_{ext} \quad (3.2)$$

où \mathbf{U}_s correspond à la position d'équilibre statique. \mathbf{F}_{ext} représente les forces extérieures notamment la pression exercée sur le piston et le boîtier. \mathbf{K}_{nl} est la matrice de raideur structurelle des différents composants du système. \mathbf{F}_{nl} caractérise les forces non-linéaires de contact et de frottement.

Le système est linéarisé autour de l'équilibre statique non-linéaire et le problème aux valeurs propres associé est résolu comme formulé à l'équation 4.7.

$$(\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \mathbf{C} + (\mathbf{K} + \mathbf{J}_{nl}))\phi = 0 \quad (3.3)$$

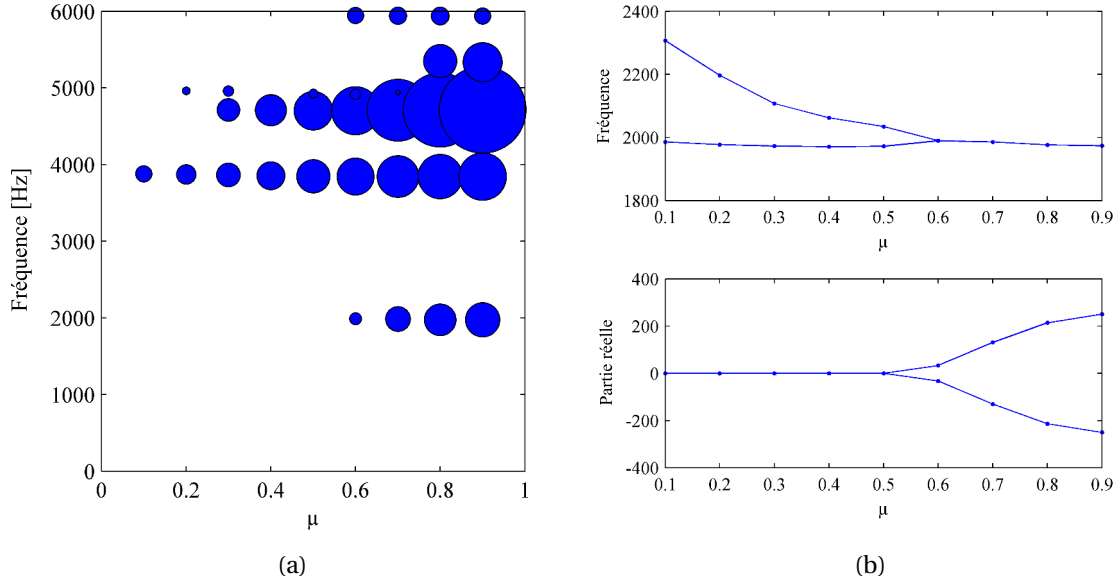


FIGURE 3.5 – Analyse de stabilité et couplage modal

où \mathbf{J}_{nl} correspond à la linéarisation des forces non-linéaires, autour du point d'équilibre statique \mathbf{U}_s . Les valeurs propres calculées s'expriment sous la forme complexe :

$$\lambda_i = a_i + j\omega_i \quad (3.4)$$

où ω_i représente la pulsation du mode propre associé ϕ_i .

Quand la partie réelle a_i est positive, le mode propre correspondant est alors considéré comme instable et potentiellement générateur de crissement. La figure 3.5(a) représente l'évolution des parties réelles et imaginaires des fréquences instables du système industriel de référence non amorti, sur la plage 0-6kHz, lorsque le coefficient de frottement, μ , de l'interface disque/plaquettes augmente. La taille du cercle grossit avec la valeur des parties réelles positives. Si cette partie réelle est nulle ou négative elle n'est pas représentée. Cela fait ressortir trois principales instabilités sur ce système de référence à 1.9kHz, 3.8kHz and 4.7kHz. La figure 3.5(b) illustre le phénomène de couplage de modes pour la première instabilité du système (i.e. 1.9kHz). Au fur et à mesure que le coefficient de frottement augmente, les deux modes propres en question voient leurs fréquences respectives se rapprocher jusqu'à une valeur où ces fréquences deviennent égales. On appelle ce point, point de bifurcation de Hopf. Les parties réelles de ces deux modes sont presque nulles avant cette bifurcation, et à partir de ce point elle évoluent, l'une devient positive (le mode est instable) et l'autre négative. La figure 3.6 donne une illustration de ces trois principales instabilités observées sur la plage de fréquence étudiée.

3.4.2 Stratégie globale

On peut inscrire ces travaux de thèse portant sur la réduction de modèles dans la lignée directe des activités menées précédemment chez PSA Peugeot Citroën sur le domaine. On peut citer notamment le travail initié par Villard [VNS12] qui introduit l'idée d'utiliser un assemblage de super-éléments tout en réduisant les interfaces de contact. Différents travaux ont été menés par la communauté scientifique dans le but de définir une méthode de réduction de modèle permettant de réaliser une analyse de stabi-

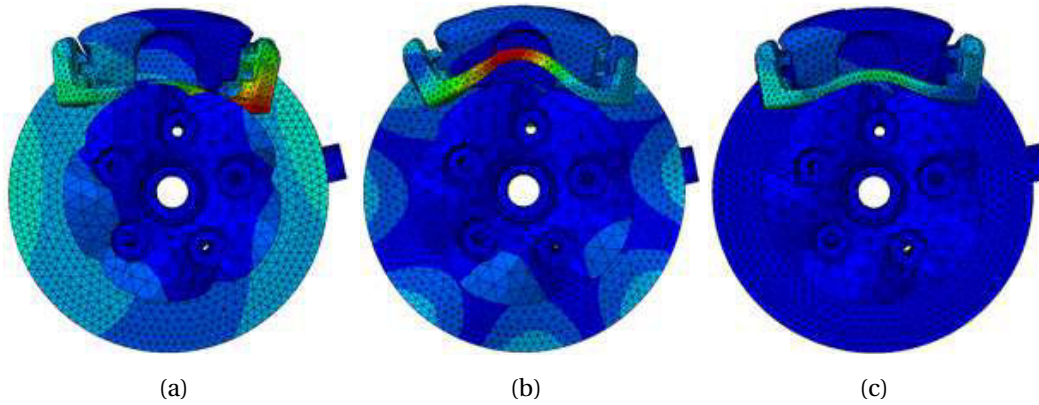


FIGURE 3.6 – Déformées modales des principales instabilités sur la plage 0-6kHz. (a)1900Hz (b)3800Hz (c)4700Hz

lité sur des modèles industriels [VDR11, LSCL12]. Les différentes étapes de la stratégie qui a été développée pendant cette thèse seront présentées dans les paragraphes suivants mais avant cela, une description d'ensemble de la stratégie permettra au lecteur d'avoir une vision globale de la finalité des travaux. Cette thèse a permis de définir une méthode basée sur l'utilisation du code de Calcul Abaqus et de développements réalisés sous Matlab. Tout d'abord, le code de calcul Abaqus permet de définir une interface de contact disque/plaquettes réduite. On entend ici par réduite, une diminution du nombre de nœuds du modèle éléments finis utilisés pour définir le contact à l'interface disque/plaquettes. Ces nœuds seront utilisés plus tard pour la condensation. On comprend donc ici le grand intérêt d'en avoir le moins possible afin de réduire la taille finale du modèle. Le choix du nombre optimum permettant de garder une bonne précision du modèle sera abordé dans les paragraphes suivants. Une fois ces interfaces de contact modélisées de façon réduite, l'équilibre statique glissant est calculé pour ce modèle. En désactivant les contacts disque/plaquettes tout en fixant le déplacement obtenu à l'équilibre statique sur ces nœuds d'interface de contact réduite, il est possible de générer un super-élément qui est la linéarisation de cet équilibre statique. Par la suite, ce super-élément est importé dans Matlab. On définit alors un contact de type nœud-à-nœud à l'interface réduite disque/plaquette et une loi de contact non-linéaire, basée sur des essais physique de compression de plaquette, est implémentée. Cet assemblage peut-être utilisé pour réaliser des calculs de stabilité. On détaillera dans la suite de ce paragraphe les différentes étapes énoncées précédemment et résumées en figure 3.8.

Interface réduite de contact

Le maillage initial sur le modèle éléments finis n'est pas constitué de nœuds coïncidents à l'interface de contact disque/plaquettes ce qui nous empêche de définir directement un contact nœud-à-nœud sur un nombre réduit de nœuds afin de les utiliser comme nœuds de condensation pour la génération du super-élément. L'idée d'une interface de contact simplifiée qui ne nécessite pas de remaillage des pièces avancée par Villard [VNS12] a été développée au cours de ces travaux de thèse. Cela permet à terme de retenir un nombre réduit de degrés de libertés pour définir le contact à l'interface disque/plaquettes. L'objectif est clairement de réduire, le plus possible, le nombre de nœuds de cette nouvelle interface de contact qui seront par la suite utilisés comme nœuds de réduction pour la création d'un super-élément. Moins on conservera de nœuds à l'in-

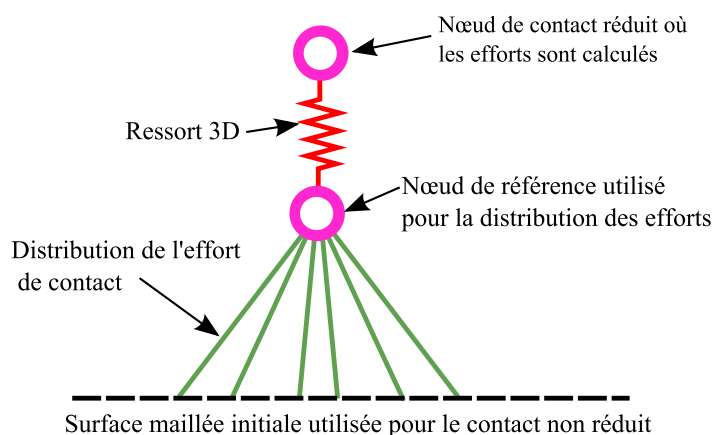


FIGURE 3.7 – Modélisation du contact réduit sous Abaqus

terface, plus la taille du super-élément généré et utilisé par la suite dans notre filière de calcul sera petite et donc économe en temps de calcul. Cela dit, il a fallu travailler en ce sens de réduction tout en maîtrisant l'erreur induite sur l'estimation de l'équilibre statique obtenu avec ce modèle à interface réduite et qui conditionne toute la suite de notre analyse.

De manière à ne pas perturber l'équilibre statique en réduisant le nombre de nœuds utilisés pour définir le contact, il est possible, à l'aide des fonctionnalités disponibles dans le code de calcul Abaqus, de définir une distribution des efforts calculés en un nœud, en l'occurrence un de nos futurs nœuds utilisés pour définir un contact réduit, sur plusieurs autres. La figure 3.7 illustre l'utilisation de cette fonctionnalité nous permettant de définir une interface de contact réduit sur le modèle éléments finis Abaqus. Un nouveau nœud est créé dans le plan de contact disque/plaquette initial. Ce nœud sera par la suite retenu pour distribuer les efforts de contact sur les nœuds de la surface de contact initiale. Une incompatibilité du code de calcul nous empêche cependant d'utiliser un nœud pour une distribution d'effort et en même temps pour la génération d'un super-élément. Il a donc fallu dupliquer ce nœud et définir un ressort 3D d'une raideur arbitraire (mais assumée très supérieure à la rigidité locale) pour lier ces deux nœuds. L'un de ces nœuds servira donc pour la définition du contact et la génération du super-élément tandis que l'autre servira à distribuer les efforts de contact sur les nœuds de la surface éléments finis utilisée initialement pour le contact disque/plaquettes, ces efforts lui seront transmis par le biais de notre ressort 3D de liaison. Même si ces nœuds dupliqués sont à la même position géométrique et dans le plan du contact, ils ont été dissociés sur la figure 3.7 pour une meilleure compréhension du lecteur des choix de modélisation qui ont été faits dans ces travaux. Le fait de ne réduire que l'interface de contact disque/garniture permet de diminuer l'erreur induite par cette simplification. En effet, tous les autres contacts du modèle seront linéarisés au moment de la génération du super-élément. Cela permet donc d'éviter l'addition des erreurs induites aux différentes interfaces ou encore le couplage qu'il pourrait y avoir entre ces différentes réductions. Le principal inconvénient contrairement aux travaux de Villard qui proposait une réduction des interfaces afin d'obtenir 3 super-éléments (un pour chaque plaquette et un pour le reste du système) est de ne plus pouvoir définir un amortissement spécifique à chaque composant lors de l'assemblage de ces super-éléments.

Génération du super-élément

Après avoir créé notre nouvelle interface réduite de contact, il convient de générer dans Abaqus le super-élément qui sera une linéarisation de l'équilibre statique de notre système de freinage. Une analyse statique non-linéaire est donc réalisée sur la base de notre nouveau modèle avec une interface disque/plaquettes réduite sous le chargement décrit au début de ce chapitre. Les déplacements mesurés aux nœuds retenus pour la création du super-élément, ainsi que certaines variables relatives au contact réduit (effort de contact et pénétration) sont conservés et leur utilité sera discutée dans la suite de ce chapitre. Une fois l'équilibre statique atteint, les interfaces de contact disque/plaquettes sont désactivées mais les déplacements mesurés aux futurs nœuds de condensation qui résultent de la résolution du problème statique sont fixés à l'aide de la carte *Boundary Fixed. Enfin, le super-élément est généré en retenant les ddls des nœuds utilisés pour la définition du contact réduit. Les autres interfaces de contact contenues dans le modèle sont donc ici linéarisées et ne seront pas prise en compte dans Matlab au cours de l'assemblage du super élément.

Assemblage du super-élément

Une fois le super-élément généré sur la base de l'interface de contact réduite créé dans le modèle Abaqus, les matrices le caractérisant (masse, raideur) sont exploitées dans Matlab pour redéfinir le contact nœud-à-nœud à l'interface disque/plaquette et ainsi retrouver l'équilibre statique sur ce super-élément.

Le système non-linéaire réduit par Abaqus sur la base du modèle éléments finis avec interface de contact réduite est résolu comme suit :

$$\mathbf{K}_{nl}(\mathbf{U}_s)\mathbf{U}_s + \mathbf{F}_{nl}(\mathbf{U}_s) = \mathbf{F}_{ext} \quad (3.5)$$

où \mathbf{U}_s correspond à la position d'équilibre statique. \mathbf{F}_{ext} représente les forces extérieures notamment la pression exercée sur le piston et le boîtier. \mathbf{K}_{nl} est la matrice de raideur structurelle des différents composants du système. Elle contient également les raideurs des interfaces de contact qui seront plus tard linéarisées lors de la génération du super-élément : à savoir Piston/Plaquette intérieure, Chape/Plaquettes et Boîtier/Plaquettes. \mathbf{F}_{nl} contient les forces non-linéaires aux interfaces de contact frottant entre le disque et les plaquettes.

Le super-élément est généré dans un step de perturbation où les différents contacts énoncés précédemment sont linéarisés. Ce système linéarisé autour de la position d'équilibre statique peut s'exprimer de la manière suivante :

$$\mathbf{K}_{nl,\mathbf{U}_s}\mathbf{U}_s + \mathbf{F}_{nl}(\mathbf{U}_s) = \mathbf{F}_{ext} \quad (3.6)$$

où $\mathbf{K}_{nl,\mathbf{U}_s}$ définit la matrice de raideur du système linéarisé autour du point d'équilibre statique \mathbf{U}_s . Tous les contacts, exceptée l'interface disque/plaquettes, sont linéarisés par une valeur numérique constante dans la matrice de raideur.

La stabilité autour du point d'équilibre statique est étudiée en introduisant une perturbation $\Delta\mathbf{U}$ autour de ce point d'équilibre :

$$\mathbf{K}_{nl,\mathbf{U}_s}(\mathbf{U}_s + \Delta\mathbf{U}) + \mathbf{F}_{nl}(\mathbf{U}_s + \Delta\mathbf{U}) = \mathbf{F}_{ext} \quad (3.7)$$

En considérant l'assemblage du super-élément réalisé dans Matlab, le système linéarisé au point d'équilibre statique est exprimé de la manière suivante :

$$\mathbf{K}_{nl,\mathbf{U}_s}\mathbf{U}_s + \mathbf{F}_{nl,matlab}(\mathbf{U}_s) = \mathbf{F}_{ext} \quad (3.8)$$

où $\mathbf{F}_{nl,matlab}$ correspond au contact frottant non-linéaire à l'interface disque/plaquettes dont la formulation sera détaillée dans le paragraphe suivant. $\mathbf{K}_{nl,\mathbf{U}_s}$ est obtenu lors de la génération du super-élément dans Abaqus. La seule différence avec l'équation 3.6 concerne le calcul des efforts de contact non linéaires à l'interface disque/plaquettes. Comme expliqué précédemment, le contact est désormais défini nœud-à-nœud entre un nœud de condensation côté plaquette et son homologue côté disque. Étant donné que l'équilibre statique calculé avec Abaqus et Matlab est le même, une équivalence dans l'estimation des efforts de contact à l'interface disque/plaquettes doit être obtenue en respectant la relation suivante :

$$\mathbf{F}_{matlab}(\mathbf{U}_s) = \mathbf{F}_{nl}(\mathbf{U}_s) \quad (3.9)$$

Le prochain paragraphe décrit la solution développée au cours des travaux pour satisfaire l'équivalence exprimée ci-dessus.

Calcul de l'effort de contact à l'interface disque/garniture

En se basant sur des données expérimentales de compression de plaquettes il est possible d'identifier la loi de contact à l'interface disque/plaquette par un modèle cubique, ce qui a été proposé lors de travaux antérieurs chez PSA [Cou09]. La formulation est donnée par les équations 3.10 et 3.11.

$$\mathbf{F}_{matlab} = \begin{cases} k_l \delta + k_{nl} \delta^3 & \text{if } \delta > 0 \\ \mathbf{0} & \text{otherwise} \end{cases} \quad (3.10)$$

$$\delta = \mathbf{U}_i - \mathbf{U}_j \quad (3.11)$$

Avec k_l and k_{nl} représentant respectivement les raideurs linéaires et non linéaires, \mathbf{U}_i et \mathbf{U}_j les déplacements des nœuds coïncidents i et j pour les côtés maître et esclave d'un élément de contact nœud-à-nœud. L'indice *matlab* indique que le calcul des forces non-linéaire est fait sous Matlab. Le principal avantage de ce choix d'une loi cubique est de pouvoir très facilement linéariser la raideur de contact pour réaliser une analyse de stabilité. Il a été expliqué plus tôt qu'il est nécessaire d'assurer une équivalence des efforts de contact estimés entre nos deux environnements que sont Abaqus et Matlab. Avec deux formulations différentes du contact, le seul moyen d'y arriver est de corriger la pénétration pour chaque contact nœud à nœud défini dans Matlab afin de retrouver la même valeur d'effort que celle obtenue à l'équilibre statique dans Abaqus. Connaissant la valeur de l'effort normal de contact calculé dans Abaqus pour chaque nœud du contact réduit ainsi que les paramètres k_l et k_{nl} de la raideur cubique implémentée dans Matlab, on peut facilement résoudre la relation suivante :

$$\mathbf{F}_{matlab}(\delta + \xi) = \mathbf{F}_{nl}(\delta) \quad (3.12)$$

Avec \mathbf{F}_{nl} la force de contact calculée dans Abaqus au point d'équilibre statique et δ la pénétration associée. Cet effort de contact est calculé comme expliqué plus tôt à l'aide d'une loi de pénalité effort/enfoncement linéaire. Ainsi le terme correctif en pénétration ξ qui permet d'établir la correspondance de l'effort de contact calculé dans Matlab avec celui mesuré à l'équilibre statique Abaqus se déduit facilement pour chaque élément de contact.

La figure 3.8 résume toute les étapes de notre méthodologie de réduction expliquées dans ce chapitre.

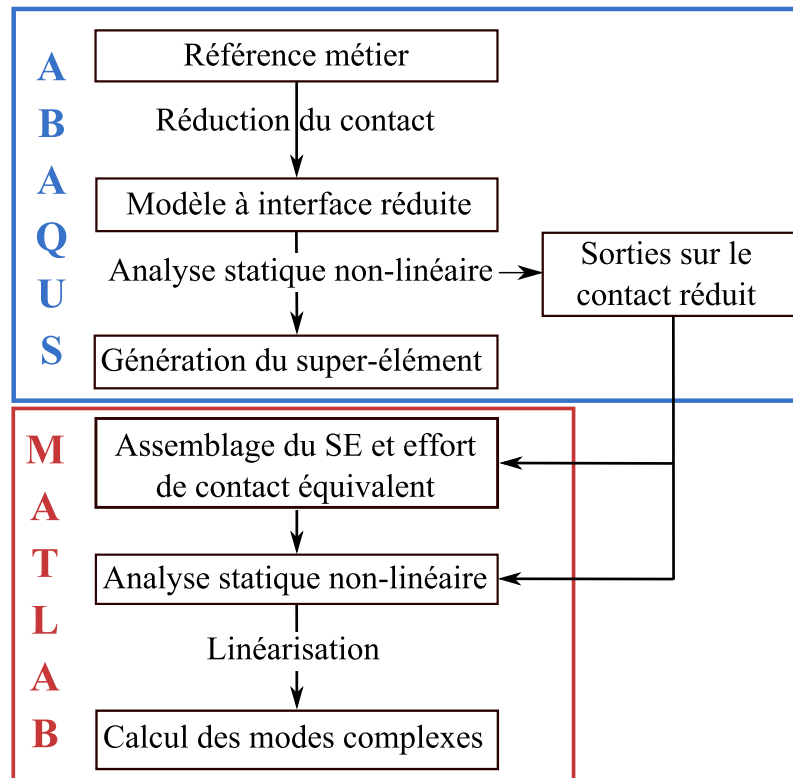


FIGURE 3.8 – Stratégie de réduction

3.4.3 Étude de la réduction de l'interface : rayon de distribution, pondération et distribution

La réduction de l'interface de contact comme décrit plus tôt dans le paragraphe 3.4.2 comprend un certain nombre de paramètres qu'il a fallu ajuster pour obtenir des résultats satisfaisants. On se propose dans cette section de détailler les résultats intermédiaires qui ont été obtenus pour ajuster notre méthode de réduction d'interface de contact.

Par défaut, les cartes `*DISTRIBUTING` and `*COUPLING` utilisées pour distribuer les efforts de contact transmettent l'effort calculé au nœud de référence à tous les nœuds de la surface maillée. Une option intéressante permet de limiter la distribution de ces efforts dans une zone sphérique centrée autour du nœuds de référence en définissant un rayon de distribution. En faisant ce choix, les forces calculées au nœud de référence sont uniquement distribuées aux nœuds de la surface maillée qui se situent à l'intérieur du rayon de distribution. Un autre paramètre qui a été exploité pour définir notre contact réduit est de pouvoir contrôler la distribution des efforts à l'aide de coefficients de pondération appliqués à chaque nœud de la surface sur lesquels les efforts sont censés être redistribués. De manière générale, plus un nœud est éloigné du nœud de référence où l'effort de contact est calculé, plus la part de cet effort qui lui sera distribuée sera faible. Plusieurs méthodes de pondération sont disponibles dans le code de calcul Abaqus. Pour la définition de l'interface de contact réduite proposée dans ces travaux, ce rayon de distribution, ainsi que la méthode de pondération sont des paramètres qu'il a fallu ajuster pour assurer une distribution des efforts de contact qui s'approche au plus de la répartition initiale sur le modèle métier Abaqus, où l'interface de contact n'est pas réduite, afin de limiter l'erreur induite lors du calcul de la position d'équilibre statique.

La dernière version du code Abaqus prend également en compte l'influence de la taille

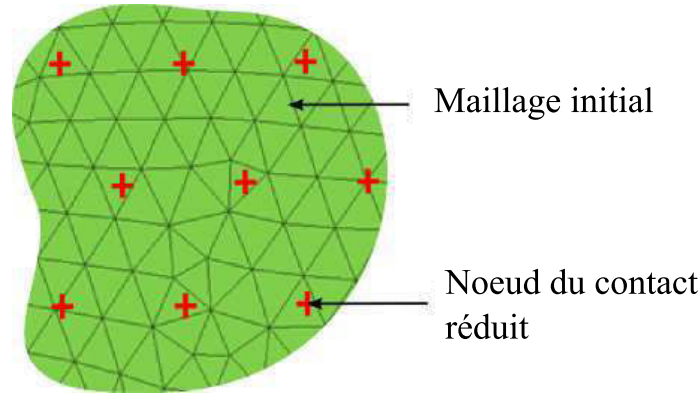


FIGURE 3.9 – Positionnement des nœuds du contact Abaqus réduit

de maille pour calculer les coefficients de pondération. Pour faciliter la compréhension, on présentera simplement les polynômes classiques qui définissent les lois de pondération disponibles dans le code sans se soucier de l'influence de la taille de maille.

$$w_i = 1 - \frac{r_i}{R} \quad (3.13)$$

$$w_i = 1 - \left(\frac{r_i}{R}\right)^2 \quad (3.14)$$

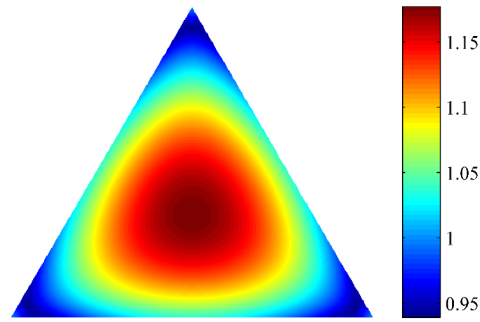
$$w_i = 1 - 3 \cdot \left(\frac{r_i}{R}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{r_i}{R}\right)^3 \quad (3.15)$$

où r_i est la distance entre le nœud de référence et le $i^{\text{ème}}$ nœud sur lequel l'effort sera distribué, R le rayon de distribution et w_i le coefficient de pondération.

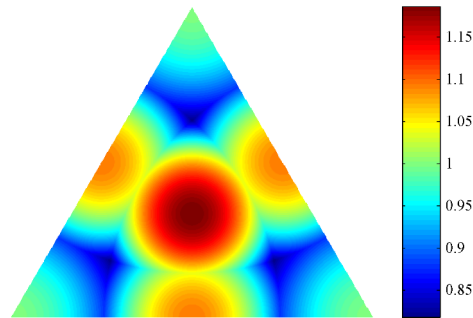
La principale contrainte est bien sûr de réduire le nombre de nœuds de contact à l'interface sans affecter le résultat sur l'équilibre statique. Il n'est donc pas intéressant d'avoir des concentrations d'efforts autour de nos nouveaux nœuds. Sur la base des trois méthodes de pondération précédentes, nous avons déterminé pour chacune d'elles le rayon de distribution qui permet de répartir l'effort de contact de la manière la plus uniforme. La distribution étant faite dans une région circulaire autour du nœud de référence où est calculé l'effort, il a été choisi de positionner les nœuds de référence sous la forme d'une grille isométrique afin de réduire les zones de vide dans la distribution (voir figure 3.9).

Le rayon optimum dépendra donc de la taille choisie pour la grille et donc du nombre de nœuds de contact réduit. Le calcul du rayon optimum s'est donc fait sur une maille élémentaire de trois nœuds de contact réduit représentant un triangle équilatéral. La distribution du coefficient de pondération a été calculée à l'intérieur de ce triangle à l'aide du code Matlab pour chacun des polynômes énoncés ci-dessus. Ce triangle a pour côté 1mm et une force unitaire de contact est appliquée à chacun des trois nœuds. Le rayon optimal doit donc permettre d'avoir une répartition du coefficient de pondération la plus centrée sur 1 à l'intérieur de ce triangle. Les résultats obtenus sont donnés sur la figure 3.10 et le tableau 3.2.

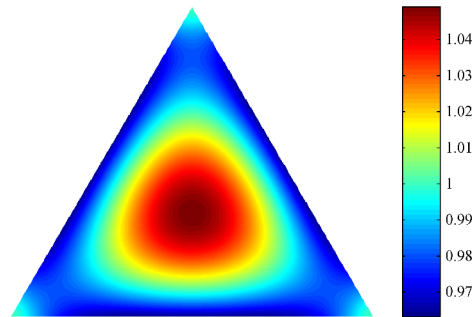
En arrivant parfaitement dans chacun des cas à centrer la valeur moyenne sur 1, c'est l'interpolation cubique qui a été retenue puisque c'est avec ce degré d'interpolation que l'écart type sur le coefficient de pondération est le plus faible. Ce qui nous donne un rayon de distribution d'une valeur de 0.95mm pour un triangle de côté de 1mm. Pour la suite, quelle que soit la taille de quadrillage choisi, il suffira de déterminer, proportionnellement à la taille de triangle choisie, la taille du rayon de distribution correspondante.



(a) Interpolation linéaire



(b) Interpolation quadratique



(c) interpolation cubique

FIGURE 3.10 – Distribution du coefficient de pondération à l'intérieur d'un triangle de trois nœuds de contact réduit pour un rayon de distribution optimal. Interpolation linéaire (a) quadratique (b) cubique (c).

Degré d'interpolation	Rayon (mm)	$\bar{\omega}$	σ
1	0.9501	1	0.0574
2	0.7425	0.9999	0.0835
3	0.9597	1	0.0234

TABEAU 3.2 – Résultats sur le coefficient de pondération pour les différents degrés d'interpolation : Rayon de distribution optimal, moyenne ($\bar{\omega}$) et écart type (σ)

3.5 Application au modèle métier PSA

Maintenant que la stratégie a été détaillée étape par étape et que le paramétrage de certaines fonctions Abaqus a été éclairci, on présentera dans ce chapitre les résultats de l'application de cette stratégie sur le modèle métier PSA d'un système de freinage complet. L'efficacité de la méthode sera discutée en se basant sur des quantités statique et dynamique. On essaiera de représenter les principales instabilités du modèle métier initial.

3.5.1 Réduction de l'interface de contact et caractéristiques du modèle réduit

L'utilisation de l'interface de contact réduite comme détaillée précédemment est partiellement incompatible avec la carte `*CONTACT PAIR` utilisée pour définir le contact dans Abaqus sur le modèle de référence. Si on utilisait comme décrit précédemment un ensemble de nœuds du côté maître de l'interface de contact réduite (ici le disque), il serait impossible de définir cet ensemble comme surface maître du contact pair. Il est pourtant nécessaire d'obtenir des nœuds en vis-à-vis pour le futur assemblage du super-élément dans Matlab à l'aide d'un contact nœud-à-nœud. Une alternative en utilisant la carte `*GAP`, permettant de définir un contact nœud-à-nœud directement dans Abaqus a été étudiée cependant cela rendait impossible la génération des termes extra diagonaux non symétriques liés aux frottements dans les matrices du système, ce qui est un point clé pour faire apparaître les instabilités. De plus, cette carte était incompatible avec l'utilisation de la carte `*MOTION` utilisée pour définir le champ de vitesse de rotation des nœuds en surface du disque. La solution proposée est de définir notre surface de contact réduit uniquement du côté des garnitures et d'imposer un maillage coïncident aux nœuds de contact réduit sur le maillage volumique du disque. On garde donc un contact utilisant les facettes extérieures du maillage volumique du disque comme surface maître du contact et les groupes de nœuds des interfaces de contact réduites définies pour chacune des deux plaquettes comme surfaces esclaves à l'aide de la carte `*CONTACT PAIR`. On définit alors ici un contact de type `node-to-surface`. Les futurs nœuds de condensation utilisés pour la génération du super-élément et la définition du contact nœud-à-nœud seront donc ceux créés côté plaquettes pour définir l'interface réduite et les nœuds coïncidents imposés sur le maillage volumique du disque.

Pour valider l'efficacité de notre méthode et étudier l'influence du nombre de nœuds retenus pour définir notre interface réduite, plusieurs modèles Abaqus avec différentes tailles de quadrillage pour l'interface réduite ont été créés. Dans le tableau 3.3 sont résumées les caractéristiques des quatre modèles générés et qui ont servi à notre étude. Sur la figure 3.11 on peut observer les différentes tailles de quadrillages qui ont été créées. En guise de comparaison, on pourra noter que le maillage initial de la surface des garnitures qui sert de surface esclave au contact non réduit contient 1370 nœuds par plaquette.

Dans la suite de ce chapitre et pour une meilleure compréhension du lecteur, les quatre modèles Abaqus avec une interface de contact réduite générée seront dénommés Abaqus12, Abaqus44, Abaqus104 et Abaqus212 en référence au nombre d'éléments de contact réduit qu'ils contiennent.

Modèle réduit	Abaqus 12	Abaqus 44	Abaqus 104	Abaqus 212
Nombre de nœuds de contact réduit par plaquette	6	22	52	106
Nombre total de nœuds coïncidents sur la maillage du disque	12	44	104	212
Total de nœuds de condensation	26	90	210	526
Nombre d'éléments de contact nœud-à-nœud	12	44	104	212

TABEAU 3.3 – Caractéristiques des différentes interfaces réduites

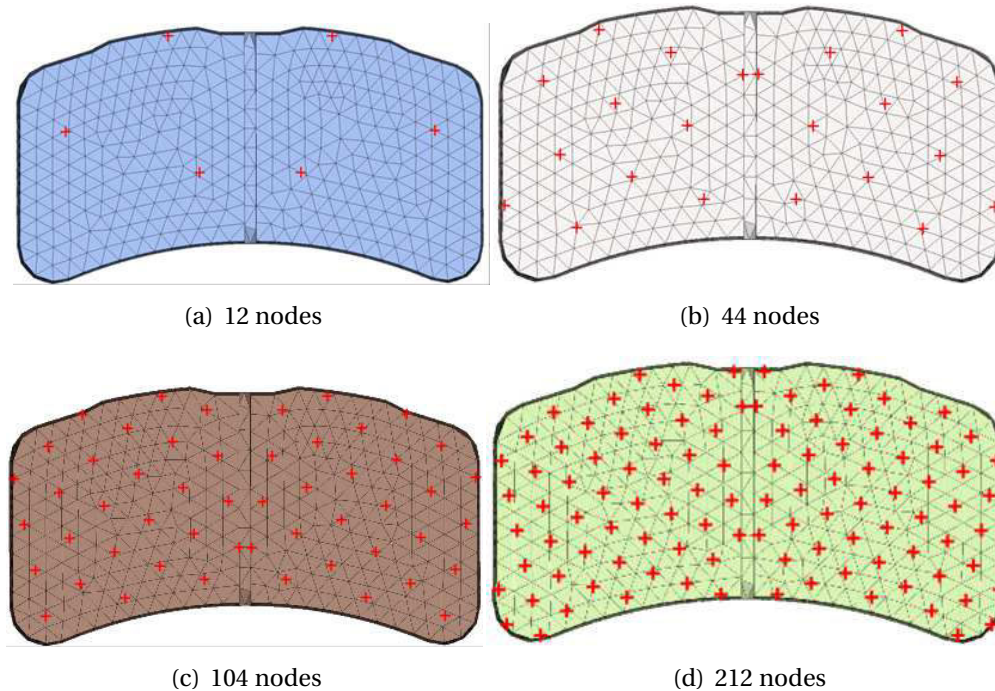


FIGURE 3.11 – Différents positionnement des nœuds de contact réduit par dessus le maillage initial de la garniture

3.5.2 Modèle Abaqus à interface réduite : analyse statique non-linéaire

L'évaluation de la performance de notre méthode de réduction s'est faite en deux temps ; en comparant d'abord les résultats sur les modèles réduits Abaqus sur des quantités statiques et dynamiques, puis en réalisant une analyse de stabilité sur l'assemblage du super-élément. Ces résultats seront présentés dans la suite de ce paragraphe.

Comme il a été expliqué plus tôt [STJ04], l'analyse aux modes complexes est basée sur la détermination des valeurs propres d'un système linéarisé autour de sa position d'équilibre statique non linéaire. La première façon d'évaluer la performance de notre interface de contact réduite a donc été de comparer des quantités statiques entre le modèle Abaqus initial fourni par les équipes métier PSA et nos quatre modèles avec interface réduite (Abaqus12, Abaqus44, Abaqus104 and Abaqus212) : l'état de contact et le champ de contraintes à l'interface frottante seront analysés.

État de contact

Dans un premier temps, la comparaison a porté sur l'état de contact à l'interface de contact frottante disque/plaquettes au point d'équilibre statique. Une valeur de coefficient de frottement de 0.5 est choisie à l'interface disque/plaquettes pour estimer l'équilibre statique sur nos différents modèles. Les figures 3.12(a-h) présentent les résultats pour nos différents modèles à interface réduite (i.e. Abaqus12, Abaqus44, Abaqus104 et Abaqus212). Pour chaque nœud, l'état de contact associé est représenté par un cercle (respectivement par le signe plus) si le contact est ouvert (respectivement fermé). Pour faciliter la comparaison, la cartographie du contact sur toute la surface de la garniture pour le modèle métier est superposée à nos résultats sur les modèles à interface réduite : les couleurs vertes et bleues représentent un état de contact fermé ou ouvert.

Comme l'illustrent les figures 3.12(a-b), le modèle Abaqus12, avec l'interface la plus réduite (seulement 6 nœuds par plaquette) n'est pas suffisant pour représenter correctement l'état de contact à l'équilibre statique : tous les nœuds de son interface de contact réduite sont à l'état de contact fermé, tandis que sur la référence métier on observe à la fois du contact et du décollement. En raffinant le nombre de nœuds utilisés pour cette interface de contact réduite, nous sommes parvenus à représenter ces variations de l'état de contact précédemment observées sur le modèle métier de référence. On note que le modèle Abaqus212 est en parfaite correspondance avec les résultats du modèle métier, comme le montrent les figures 3.12(g-h), tout en faisant intervenir près de 13 fois moins de nœuds par plaquette pour modéliser l'interface de contact.

En dépit d'un ou deux nœuds situés à la frontière d'une zone de changement d'état de contact (ouvert/fermé), les résultats des deux autres modèles réduits (i.e Abaqus44 et Abaqus104) sont cohérents de ceux du modèle métier de référence (figures 3.12(c-d) et figures 3.12(e-f), respectivement). Ces résultats illustrent bien le fait que le nombre de nœuds nécessaires à l'interface de contact peut être fortement réduit, en utilisant une méthode maîtrisée, tout en gardant une estimation correcte de l'état de contact.

Contraintes

La deuxième quantité statique qui a été comparée pour valider l'efficacité de notre méthode pour estimer l'équilibre statique est le champ de contraintes à l'interface de contact frottant disque/plaquettes.

Dans un premier temps, on peut noter que la définition du contact de type node-to-surface à cette interface réduite fait correspondre le nœud esclave avec sa projection

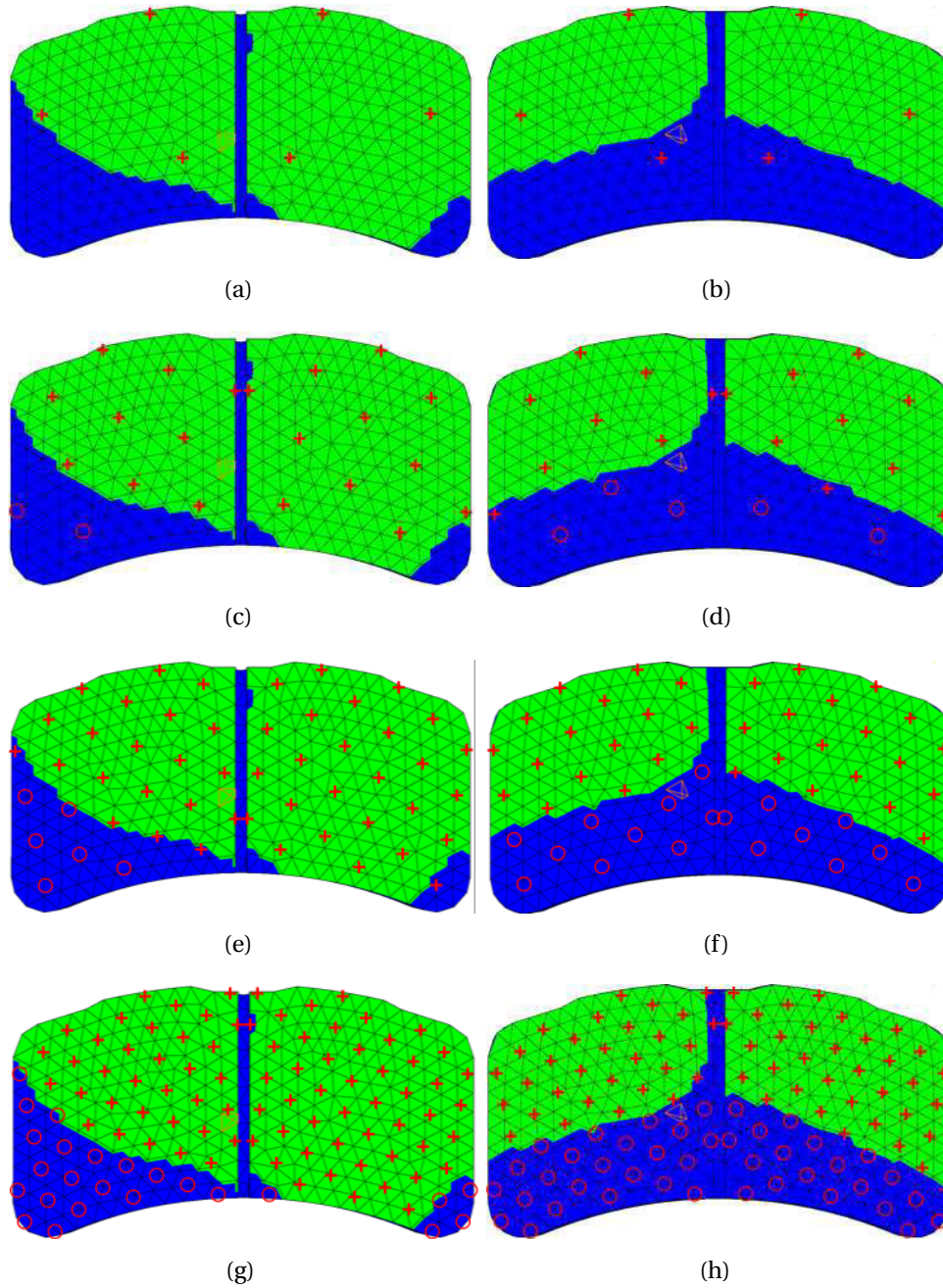


FIGURE 3.12 – Comparaison de l'état de contact de chacun des modèles réduits. La colonne gauche présente les résultats sur la plaquette intérieure et celle de droite ceux sur la plaquette extérieure pour les modèles (a)(b) Abaqus12 (c)(d) Abaqus44 (e)(f) Abaqus104 (g)(h) Abaqus212 et la référence métier en surimpression

sur la surface maître du contact. Si cette projection tombe à l'intérieur de la face d'un élément, l'effort de contact est partagé sur tous les nœuds de cette face. Avec le maillage coïncident que l'on a imposé sur notre disque, la projection de chaque nœud esclave se retrouve donc à la position exacte d'un nœud de la surface maître. Dans ce cas, l'effort de contact transmis est partagé par tous les nœuds des faces d'éléments de la surface maître qui sont adjacentes à cette projection, cela est illustré sur la figure 3.13.

L'utilisation d'un maillage coïncident côté disque va bien dans le sens de l'uniformisation de la distribution de l'effort de contact sur la surface maître, chose qui n'avait pas pu être faite de ce côté de l'interface de contact dû à l'incompatibilité énoncée précédemment entre notre choix de modélisation réduite et la carte *CONTACT PAIR. Du côté esclave de l'interface (côté plaquette), c'est la distribution de l'effort de contact grâce à notre modélisation réduite du contact qui permet de lisser le champ de contraintes à la surface du maillage de la plaquette.

Les champs de contraintes de Von Mises, au point d'équilibre statique calculé comme précédemment, pour un coefficient de frottement de 0.5 à l'interface disque/plaquettes, sont présentés pour le modèle de référence métier et le modèle réduit Abaqus212 sur les figures 3.14(e-h) et 3.14(i-l), respectivement. L'échelle de couleurs sur les figures 3.14(a-d) est basée sur la référence métier et est en accord avec les unités utilisées dans ce modèle, les valeurs de contraintes sont exprimées en MPa.

On observe une forte ressemblance entre les champs de contraintes du modèle de référence métier et notre modèle réduit Abaqus212. En dépit des différences de maillage du disque entre ces deux modèles du fait des nœuds coïncidents imposés, la répartition des contraintes correspond pour les deux côtés de l'interface disque/plaquettes. Ensuite, les résultats numériques sur la surface de la plaquette intérieure sont présentés à la figure 3.15, pour deux valeurs de coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes, $\mu = 0.2$ and $\mu = 0.8$. Quelle que soit la valeur du coefficient de frottement considérée et l'évolution associée de l'équilibre statique non-linéaire, les champs de contraintes estimés sur le modèle à interface réduite Abaqus212 sont cohérents de ceux obtenus sur le modèle de référence. Les mêmes résultats, évalués pour ces différents coefficients de frottement, sur la plaquette extérieure ainsi que les surfaces intérieures et extérieures du disque (non-présentés dans ce manuscrit pour en faciliter la lecture) viennent corroborer nos observations.

Enfin, on peut s'intéresser à l'influence du nombre de nœuds à l'interface réduite sur le champ de contraintes. Les figures 3.16 présentent les résultats sur la surface extérieure du disque pour nos quatre modèles à interface réduite (i.e. Abaqus12, Abaqus44, Abaqus104 and Abaqus212) pour un équilibre statique estimé avec un coefficient de frottement $\mu = 0.5$. Avec un faible nombre de nœuds utilisés pour le contact réduit (i.e. 6 et 22 nœuds par garniture pour les modèles Abaqus12 et Abaqus44), les différences avec la référence sont flagrantes. Comme le montrent les figures 3.16(b-c) pour les modèles Abaqus12 et Abaqus44 en comparaison aux résultats sur le modèle de référence illustrés en figure 3.16(a), des zones de forte concentration de contraintes sont localisées au niveau des nœuds coïncidents du maillage du disque. Pour les modèles réduits Abaqus12 et Abaqus44, la distance entre deux nœuds de contact réduit est plus grande que la taille de maille initiale du disque. De ce fait, les efforts de contact sont localisés sur une zone très réduite autour de chaque nœud coïncident. En augmentant ensuite le nombre de nœuds de l'interface de contact réduite (i.e sur les modèles Abaqus104 ou Abaqus212), on améliore la distribution du champ de contraintes en se rapprochant fortement du résultat de référence comme l'illustrent les figures 3.16(d) (pour le modèle Abaqus104) and 3.16(e). Des résultats similaires, sur la surface intérieure du disque, non présentés dans ce manuscrit

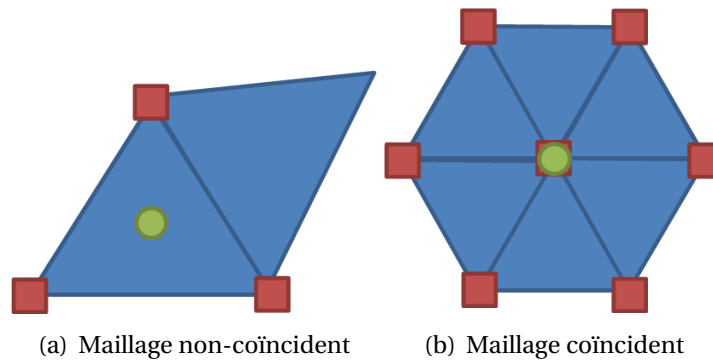


FIGURE 3.13 – Distribution de l'effort de contact en présence de maillages non-coïncidents (a) ou coïncidents (b). Les triangles représentent les faces d'éléments de la surface maître. Le cercle correspond à la projection d'un nœud esclave sur la surface maître. Les carrés signalent les nœuds de la surface maître sur lesquels l'effort de contact est calculé.

Erreur	Abaqus 12	Abaqus 44	Abaqus 104	Abaqus 212
Minimum	-5.87%	-1.79%	-0.72%	-0.56%
Moyenne	-1.70%	-0.34%	-0.15%	-0.12%
Maximum	0.00%	0.17%	0.09%	-0.02%
Écart type	1.28%	0.37%	0.17%	0.12%

TABEAU 3.4 – Erreur relative sur la fréquence des modes sur la plage 0-6kHz à $\mu = 0.5$

pour en faciliter la lecture, conduisent aux mêmes conclusions.

3.5.3 Modèle Abaqus à interface réduite : Fréquences propres et critère de MAC

En complément de l'analyse menée précédemment sur l'estimation de l'équilibre statique (section 3.5.2), il a également été intéressant de quantifier l'efficacité de notre méthode de réduction d'interface vis à vis des résultats classiques d'une analyse modale. La comparaison des fréquences et des déformées modales entre la référence métier et les modèles Abaqus à interfaces réduites nous donne une première indication sur la performance qui pourra être attendue de ces modèles en réalisant une analyse de stabilité. Le tableau 3.4 synthétise l'erreur relative sur les fréquences propres entre chaque modèle réduit et la référence sur la plage 0-6kHz, 57 modes sont présents sur cette plage de fréquence d'intérêt. Le calcul des fréquences propres de chaque modèle s'est fait pour une valeur de coefficient de frottement $\mu = 0.5$ à l'interface disque/plaquettes.

Le principal résultat mis en avant ici semble être un assouplissement du système lié à l'interface réduite avec des fréquences en permanence plus faibles sur nos modèles réduits que sur la référence. Plus l'interface est réduite (i.e. moins il y a de nœuds à l'interface) plus les fréquences diminuent par rapport à la référence métier. Cela pourrait s'expliquer par la déformation locale du disque induite par la concentration de contraintes observée précédemment et qui est une des limitations de notre modélisation réduite de l'interface de contact.

Au delà de la comparaison des fréquences, le critère de MAC permet d'avoir des informations sur les déformées modales [All03]. Comme explicité dans l'équation 3.16, le

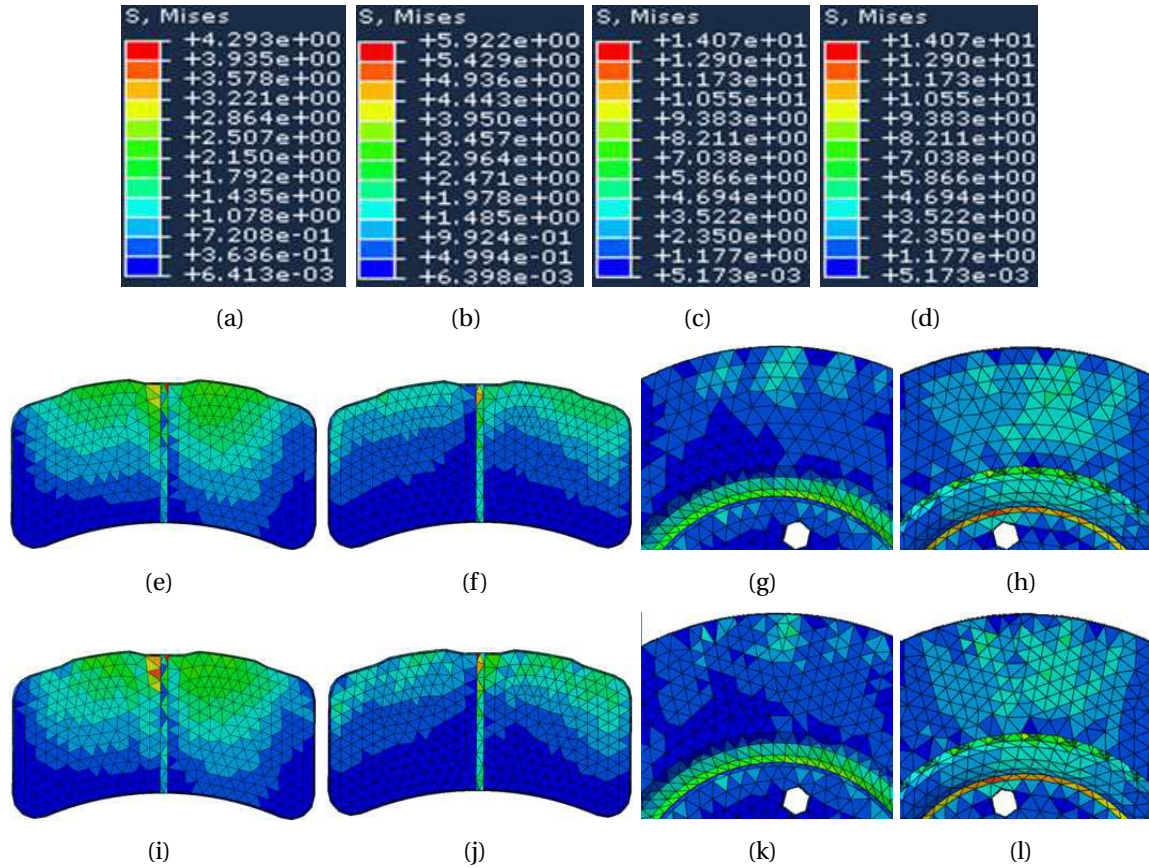


FIGURE 3.14 – Comparaison du champ de contraintes entre le modèle Abaqus de référence (e-h) et le modèle réduit Abaqus212 (i-l) à l'interface disque/plaquettes pour une valeur de coefficient de frottement $\mu = 0.5$ - (e)(i) Plaquette extérieure (f)(j) Plaquette intérieure (g)(k) Surface extérieure du disque (h)(l) Surface intérieure du disque. Les résultats sont donnés en MPa (a-d).

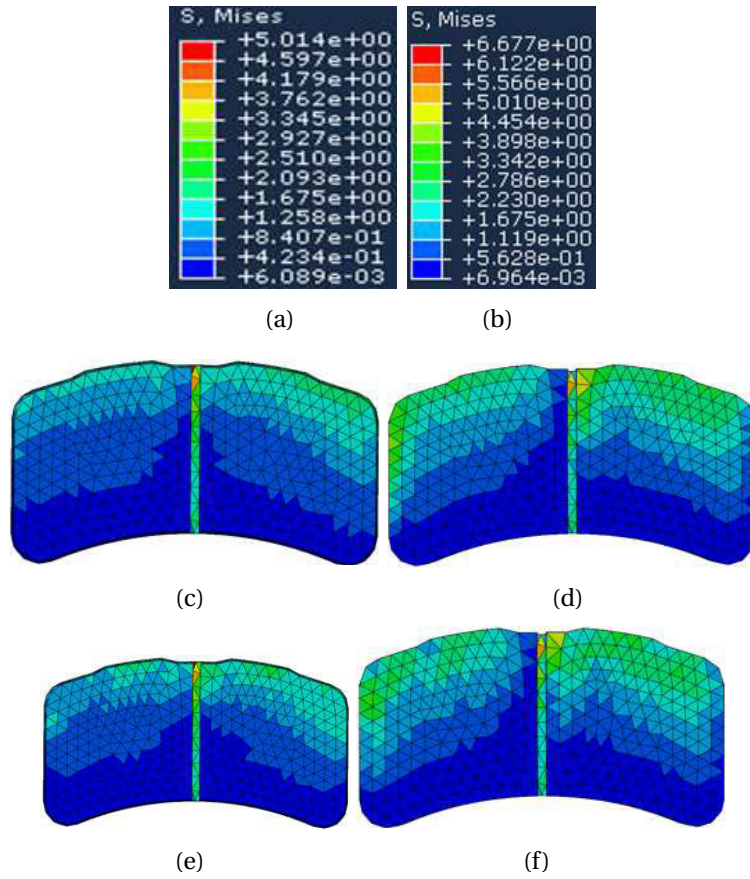


FIGURE 3.15 – Comparaison du champ de contraintes sur la plaquette intérieure entre le modèle de référence métier (c-d) et le modèle Abaqus212 (e-f) pour une valeur de coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes de $\mu = 0.2$ - (c-e) et $\mu = 0.8$ (d-f) - Les résultats sont donnés en MPa (a-b).

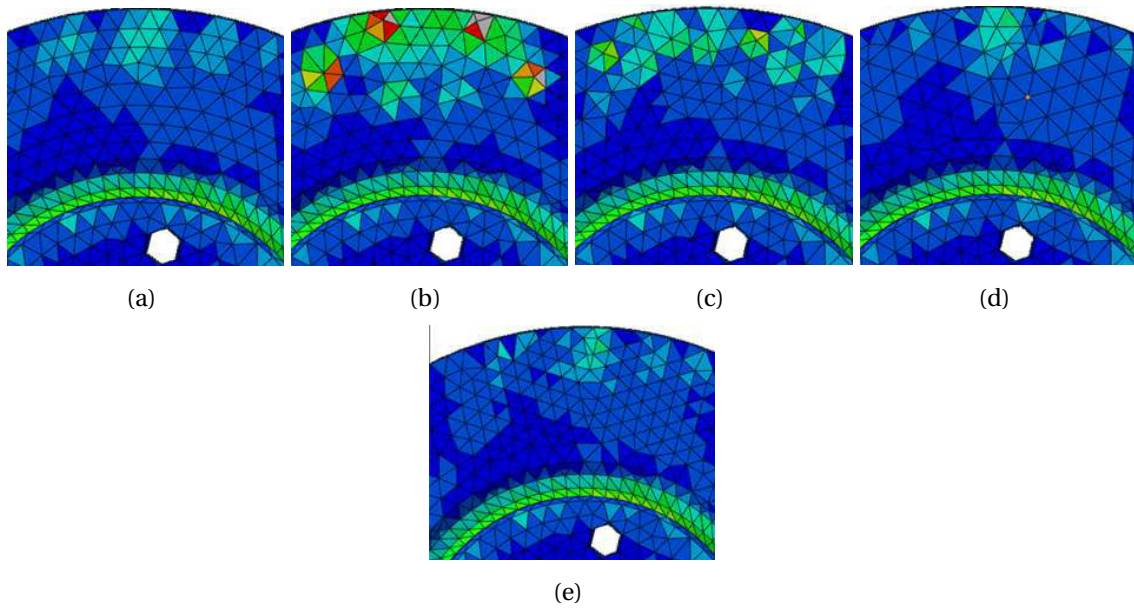


FIGURE 3.16 – Comparaison des contraintes de Von Mises sur la surface extérieure du disque à $\mu = 0.5$ (a) référence Abaqus, (b) Abaqus12, (c) Abaqus44, (d) Abaqus104, (e) Abaqus212. Les résultats sont donnés en MPa

critère de MAC s'exprime sous la forme d'un scalaire compris entre 0 et 1.

$$MAC_{i,j} = \frac{\langle \mathbf{u}_i, \mathbf{v}_j \rangle^2}{\|\mathbf{u}_i\| * \|\mathbf{v}_j\|} \quad (3.16)$$

où $\|\cdot\|$ représente la norme Euclidienne, $\langle \cdot \rangle$ définit le produit scalaire et \mathbf{u}_i et \mathbf{v}_j sont respectivement les $i^{ème}$ et $j^{ème}$ déformées modales de deux différentes bases modales. Plus cette valeur s'approche de 1, plus la cohérence entre deux déformées modales est élevée. Nous avons donc comparé les bases modales de chacun de nos modèles réduits (Abaqus12, Abaqus44, Abaqus104 et Abaqus212) avec celle du modèle métier de référence. Les matrices de MAC obtenues sont présentées à la figure 3.17 sur la plage 0-6kHz. Les modes propres complexes ont été calculés pour trois valeurs différentes du coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes ($\mu = 0.2$, $\mu = 0.5$ et $\mu = 0.8$).

On voit clairement que les matrices tendent à ressembler à l'autoMAC avec une augmentation du nombre de nœuds utilisés à l'interface réduite.

En se focalisant sur les trois principales instabilités du modèle de référence métier (à 1900Hz, 3800Hz and 4700Hz) que l'on cherche à estimer avec le minimum d'erreur à l'aide de nos modèles à interface réduite, on a tracé l'évolution en fonction du coefficient de frottement les coefficients de MAC pour ces trois fréquences (c.f. figure 3.18).

Pour des faibles coefficients de frottement, seuls les modèles les plus fins (Abaqus104 et Abaqus212) sont capables de représenter l'instabilité à 3.8kHz avec une valeur de MAC proche de 1. On constate clairement les faiblesses du modèle Abaqus12. La mauvaise estimation de l'état de contact à l'équilibre statique avec ce modèle semble directement influencer sur les résultats de l'analyse modale. Quand certaines instabilités sont prédites par ce modèle (3.8kHz à $\mu = 0.5$ et 0.8 ainsi que 1.9kHz à $\mu = 0.5$) le coefficient de MAC associé n'excède jamais une valeur de 0.8. On note également une chute de la valeur du critère de MAC pour la troisième instabilité (3.8kHz) au fil de l'augmentation du coefficient de friction pour le modèle Abaqus44.

3.5.4 Modèle Abaqus à interface réduite : analyse de stabilité

Dans le paragraphe précédent on a vu qu'il était possible de grandement réduire le nombre de nœuds représentant l'interface de contact disque/garniture tout en gardant une estimation satisfaisante de l'état de contact ou encore de la répartition des contraintes à l'équilibre statique.

L'estimation de la performance de notre méthode a ensuite été analysée en comparant les résultats d'une analyse de stabilité entre la référence métier et nos quatre modèles à interface réduite. Une analyse modale complexe a été réalisée sur ces cinq modèles en faisant varier le coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes de $\mu = 0.1$ à $\mu = 0.9$ avec un pas de 0.1. L'analyse porte sur les fréquences contenues dans la plage 0-6kHz. Une vue globale des résultats sur les trois principales instabilités est présentée à la figure 3.19. De plus, les évolutions des fréquences et des parties réelles associées pour les trois modes instables que l'on cherche à représenter sont comparées entre le modèle métier de référence et les quatre modèles réduits construits au cours de ces travaux, les résultats sont présentés à la figure 3.20.

Le modèle réduit Abaqus 12 est nettement insuffisant pour prédire des instabilités au delà de 4kHz. L'instabilité à 3.8kHz disparaît pour la valeur $\mu = 0.4$ (comme indiqué à la figure 3.20(e)). Cela suggère que le changement de l'état de contact à l'interface frottante peut complètement changer les caractéristiques dynamiques de notre système. Encore

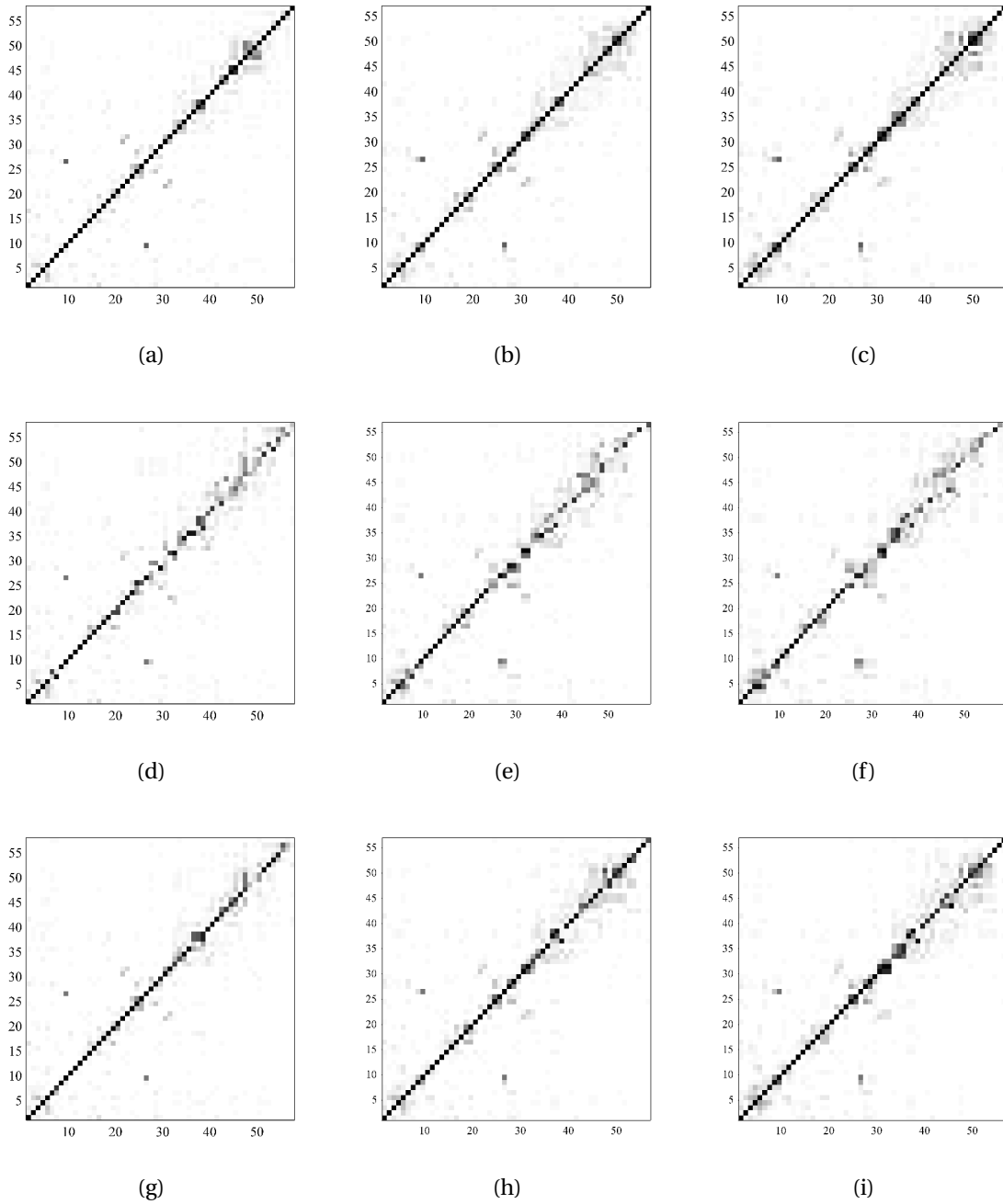


FIGURE 3.17 – Matrices de MAC. De gauche à droite le coefficient de frottement augmente ($\mu = 0.2$, $\mu = 0.5$ et $\mu = 0.8$). La première ligne est un autoMAC (MAC d'une base modale avec elle même) du modèle métier de référence. A partir de la seconde ligne de haut en bas le nombre de nœuds de l'interface de contact réduite augmente (Abaqus12, Abaqus44). La couleur noire représente un coefficient de MAC d'une valeur de 1 et la couleur blanche une valeur nulle de ce même coefficient.

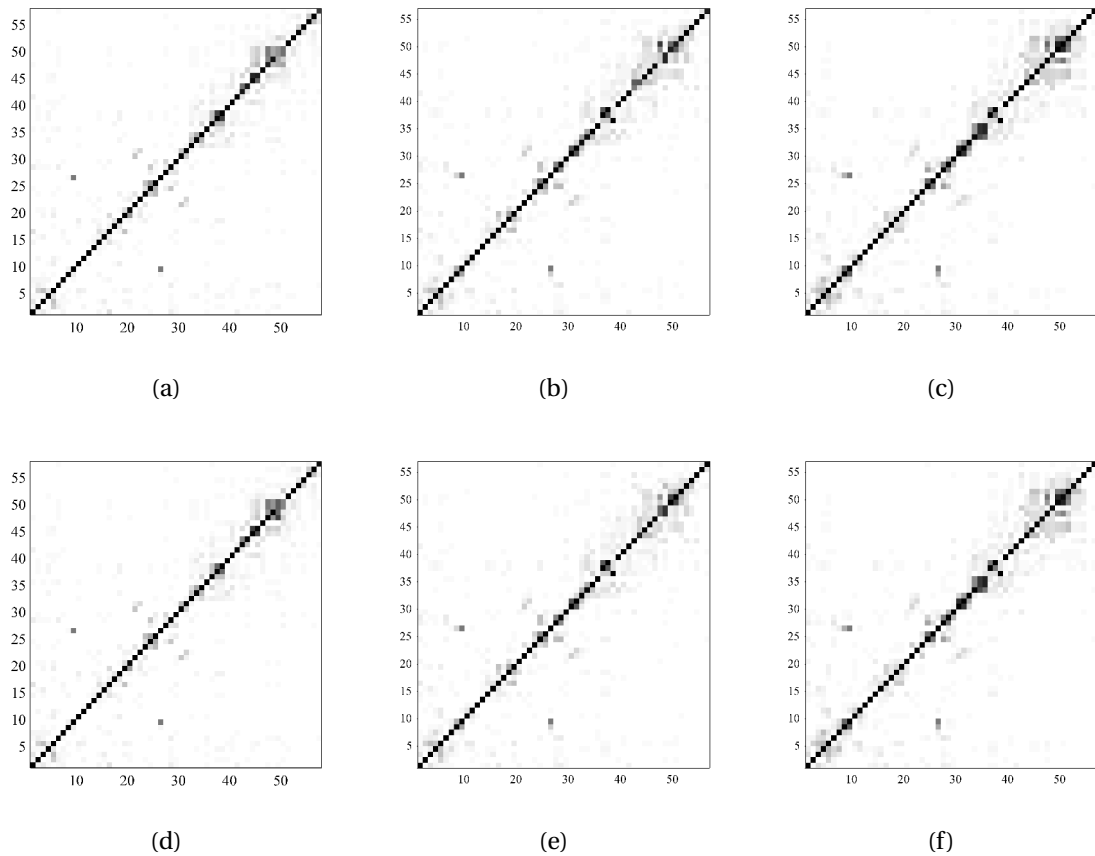


FIGURE 3.17 – Matrices de MAC. De gauche à droite le coefficient de frottement augmente (0.2, 0.5, 0.8). De haut en bas le nombre de nœuds de l'interface de contact réduite augmente (Abaqus104, Abaqus212). La couleur noire représente un coefficient de MAC d'une valeur de 1 et la couleur blanche une valeur nulle de ce même coefficient.

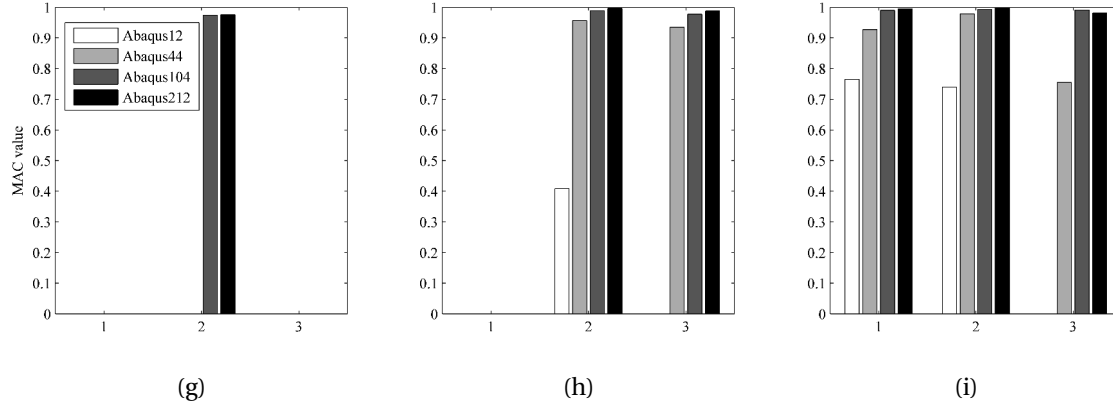


FIGURE 3.18 – Évolution du coefficient de MAC pour $\mu=0.2$ (a), $\mu=0.5$ (b) et $\mu=0.8$ (c) en considérant les trois principales instabilités à 1.9kHz (1), 3.8kHz (2) and 4.7kHz (3)

une fois, cette conclusion n'est pas surprenante au vu des résultats non-satisfaisants obtenus précédemment lors de l'estimation de l'équilibre statique avec ce modèle.

Si on analyse maintenant les résultats du second modèle réduit Abaqus44, les trois instabilités étudiées sont bien prédites, même si on peut constater un retard (en termes de coefficient de frottement) pour l'apparition des deux premières fréquences (à 1.9hz et 3.9kHz). On constate également une limitation du modèle réduit Abaqus44 en analysant l'évolution du troisième mode instable pour de hautes valeurs de coefficient de frottement : la fréquence de l'instabilité chute et l'écart sur l'estimation de la partie réelle augmente comme on peut l'observer respectivement sur les figures 3.20 (c) et (f).

Finalement, avec les deux modèles les plus fins (i.e. Abaqus104 and Abaqus212), on parvient à approximer correctement les trois principaux modes instables sur la plage de fréquence étudiée tant au niveau des fréquences que de la valeur de la partie réelle comme illustré sur les figures 3.19 et 3.20. Cela dit, le fait de passer de 104 à 204 éléments de contact réduit ne donne pas d'amélioration significative des résultats. On semble avoir atteint une certaine convergence.

Une comparaison plus détaillée de ces deux modèles Abaqus104 et Abaqus212 est proposée en comparant l'erreur moyenne commise sur l'estimation de ces trois instabilités étudiées pour toutes les valeurs du coefficient de frottement balayées (i.e. de $\mu = 0.1$ à $\mu = 0.9$ avec un pas de 0.1). Cette erreur moyenne est définie par :

$$\epsilon_{tot} = \sum_{j=1}^9 \sum_{i=1}^2 \frac{1}{M} \frac{|f_{\mu,j,i}^{red} - f_{\mu,j,i}^{ref}|}{f_{\mu,j,i}^{ref}} \quad (3.17)$$

où μ_j correspond à la valeur du coefficient de frottement donnée par $\mu_j = 0.1 * j$. Si on considère une instabilité, $f_{\mu,j,i}^{ref}$ (respectivement $f_{\mu,j,i}^{red}$) est la fréquence du $i^{ème}$ des deux modes qui se couplent à une valeur de coefficient de frottement μ pour le modèle de référence métier Abaqus (respectivement le modèle Abaqus à interface de contact réduite). M correspond au nombre de valeurs de coefficient de frottement pour lesquelles une analyse aux valeurs propres complexes a été réalisée. Avec les bornes et le pas choisi pour notre étude cela représente un total de 9 quantités. Les erreurs maximum et minimum sont également définies par les equations 3.18 et 3.19.

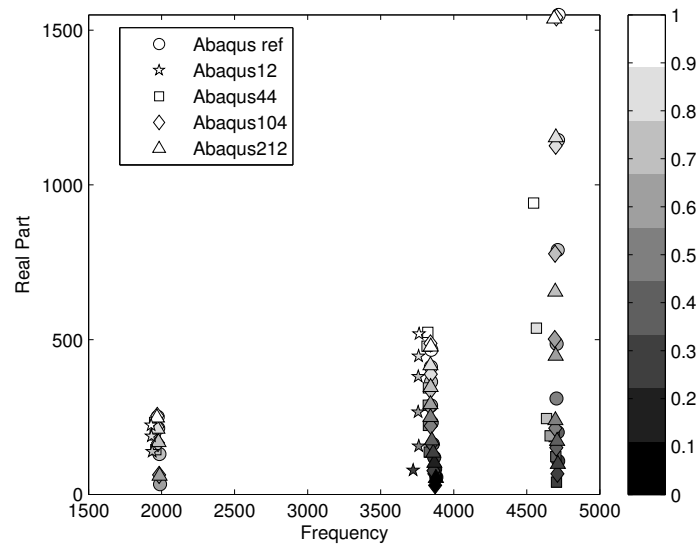


FIGURE 3.19 – Évolution des parties réelles et des fréquences des instabilités étudiées en fonction du coefficient de frottement pour les modèles Abaqus12, Abaqus44, Abaqus104 and Abaqus212

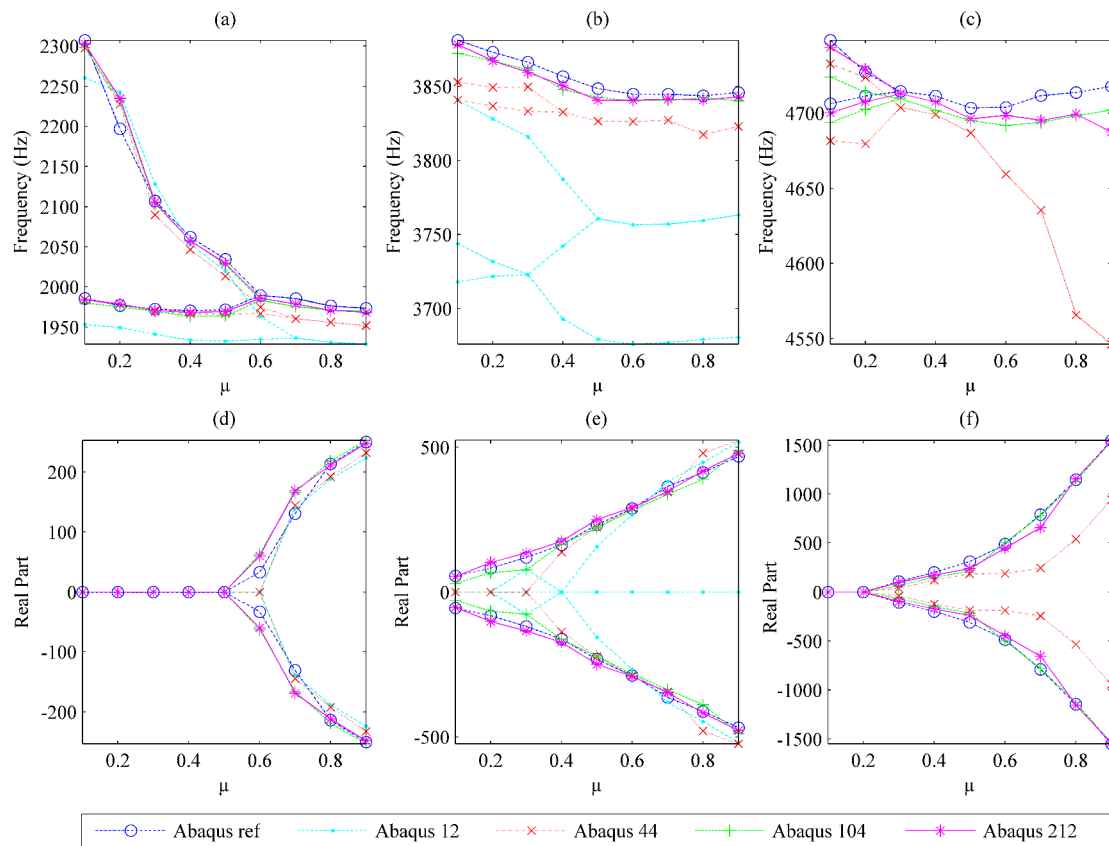


FIGURE 3.20 – Évolution des fréquences (a,b,c) et des parties réelles (d,e,f) en fonction du coefficient de frottement, μ , pour les instabilités à (a,d) 1.9kHz, (b,e) 3.8kHz et (c,f) 4.7kHz.

Numéro de l'instabilité	1	2	3
Abaqus 104	0.713%	0.289%	0.536%
Abaqus 212	0.563%	0.247%	0.415%

TABEAU 3.5 – Erreur moyenne sur la fréquence pour chaque paire de mode pour toute la plage de coefficient de frottement. Comparaison des modèles Abaqus 104/212 avec la référence métier

Numéro de l'instabilité	1	2	3
Abaqus 104	0.332%/1.688%	0.073%/0.459%	0.208%/0.779%
Abaqus 212	0.152%/1.821%	0.149%/0.411%	0.064%/1.293%

TABEAU 3.6 – Erreur Min/Max sur la fréquence pour chaque paire de modes, comparaison des modèles Abaqus 104/212 avec la référence métier.

$$\epsilon_{min} = \min \left(\sum_{i=1}^2 \frac{|f_{\mu,j,i}^{red} - f_{\mu,j,i}^{ref}|}{f_{\mu,j,i}^{ref}} \right) \quad (3.18)$$

$$\epsilon_{max} = \max \left(\sum_{i=1}^2 \frac{|f_{\mu,j,i}^{red} - f_{\mu,j,i}^{ref}|}{f_{\mu,j,i}^{ref}} \right) \quad (3.19)$$

Les résultats de l'estimation de ces erreurs sur nos deux modèles sont résumés dans les tableaux 3.5 et 3.6. Quelle que soit l'instabilité considérée, l'erreur commise n'excède jamais 2%, ce qui illustre bien la performance de notre stratégie de réduction de l'interface de contact. La convergence de notre stratégie de réduction est bien observée quand on s'intéresse à l'évolution de l'erreur moyenne. L'erreur restante peut être imputée à certains effets de bords de la distribution notamment sur les bords des surfaces de contact. Cela dit, au vu de la dispersion en fréquence qui a pu être observée plus tôt sur les essais physiques, ces écarts sur nos modèles numériques restent tout à fait acceptables. En conclusion, les résultats montrent que le modèle Abaqus104 convient parfaitement pour estimer sur la plage de fréquence étudiée (0-6kHz) les principales instabilités (en termes de fréquences et de parties réelles) tout en réduisant de manière significative le nombre de nœuds retenus pour définir le contact à l'interface disque/plaquettes.

3.5.5 Assemblage du Super-Élément : analyse de stabilité

Les résultats précédents ont confirmé que la réduction de l'interface disque/plaquettes avec 104 nœuds de contacts était suffisante pour prédire les instabilités jusque 6kHz. Il est important de rappeler que ce nombre peut être amené à varier en fonction du système étudié, de la forme des modes instables ou encore de la plage de fréquence retenue pour l'étude. Cependant dans notre cas, c'est celui qui permet de réduire le plus possible la taille du super-élément qui sera créé dans la suite de nos travaux.

Dans ce paragraphe, on illustrera l'efficacité de la deuxième partie de notre stratégie, précédemment illustrée sur la figure 3.8, qui repose sur l'utilisation d'un super-élément assemblé.

Dans un premier temps, et en se basant sur le modèle réduit Abaqus 104 dont la performance a été illustrée plus tôt, on génère un super-élément pour une valeur de coefficient de frottement à l'interface disque plaquette de $\mu = 0.5$. Les modes réels sur la plage

0-12kHz sont retenus pour créer le super-élément et ainsi assurer sa validité sur la plage 0-6kHz que nous étudions au cours de ces travaux. Cela représente un total de 135 modes. Une fois le super-élément créé, l'assemblage est réalisé à l'aide du logiciel Matlab. On définit un contact nœud-à-nœud à l'interface réduite disque/plaquettes, la pénétration équivalente est trouvée pour chacun de ces éléments de contact afin de retrouver les efforts de contact estimés avec Abaqus, puis le système est de nouveau linéarisé autour de la position d'équilibre statique non-linéaire. Enfin, on réalise une analyse de stabilité en calculant les modes complexes de ce nouveau système sur une plage variable de coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes. Une comparaison des résultats de l'analyse de stabilité entre les calculs réalisés sous Matlab avec le super-élément assemblé et les calculs réalisés sous Abaqus avec le modèle réduit Abaqus104 est proposée à la figure 3.21. On compare ici les instabilités prédites par ces deux modèles sur la plage 0-6kHz tout en faisant varier le coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes, μ de 0.1 à 0.9 avec un pas de 0.1. On remarque que ce balayage est réalisé avec un super-élément qui est pourtant une linéarisation du système à un coefficient de frottement donné. On peut constater que cette démarche ne nous permet pas de représenter correctement toutes les instabilités avec le super-élément assemblé tant en termes de fréquences que de parties réelles. On constate notamment une disparition de l'instabilité à 4.7kHz avec le calcul Matlab sur super-élément lorsque le balayage atteint des valeurs élevées de coefficient de frottement. Cela démontre bien que notre super-élément ne reste valide qu'au voisinage de l'état d'équilibre statique non-linéaire dont il est une linéarisation.

Plus particulièrement, le fait de faire varier le coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes influe fortement sur la position d'équilibre statique comme l'illustrent les résultats du modèle métier de référence présentés à la figure 3.22. Ces changements ne peuvent bien entendu pas être pris en compte en utilisant le même super-élément, généré à $\mu = 0.5$, pour réaliser toute l'analyse de stabilité, ce qui explique les différences observées dans nos résultats.

Les résultats précédents nous ont amenés à générer un super-élément pour chaque pas du coefficient de frottement afin de réaliser notre analyse de stabilité. On réalise ensuite un calcul des modes propres complexes pour chaque super-élément assemblé dans Matlab. Cette fois-ci, comme l'illustre la figure 3.23, les résultats obtenus avec le super-élément sont en accord tant sur les fréquences que sur les parties réelles avec les résultats obtenus sur le modèle réduit Abaqus104. On peut tout de même noter une certaine augmentation de la fréquence sur la dernière instabilité à partir de $\mu = 0.6$. Cet écart en fréquence est cependant à mettre en perspective avec la dispersion en fréquence qui a pu être observée sur des essais physiques.

Enfin on estime l'erreur moyenne (exprimée dans l'équation 3.17) ainsi que les erreurs minimum et maximum (exprimées dans les équations 3.18 et 3.19, respectivement).

L'erreur entre l'assemblage du super-élément et le calcul sur le modèle réduit Abaqus104 correspondant est estimé pour les deux stratégies définies ci-dessus :

- génération d'un seul super-élément à $\mu = 0.5$ utilisé pour toute l'analyse de stabilité,
- génération d'un super-élément pour chaque pas en coefficient de frottement et estimation des fréquences propres complexes sur chacun de ces super-éléments assemblés dans Matlab.

Les résultats sont synthétisés dans les tableaux 3.7 et 3.8. Cela illustre la nette amélioration obtenue en générant un super-élément par valeur de coefficient de frottement, dans ce cas les erreurs mesurées ne dépassent pas les 5% quelle que soit l'instabilité considérée.

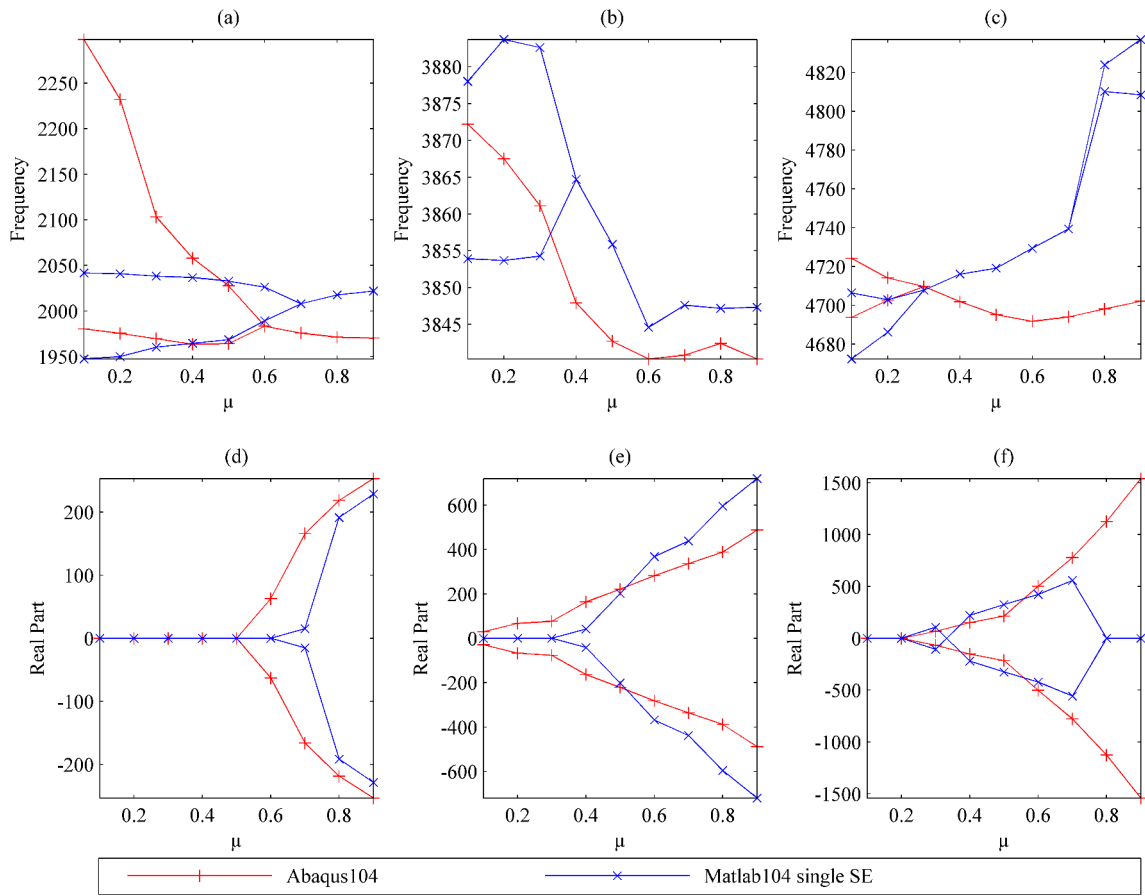


FIGURE 3.21 – Évolution des fréquences (a,b,c) et des parties réelles (d,e,f) des modes propres complexes en fonction du coefficient de frottement μ pour les instabilités à (a,d) 1.9kHz, (b,e) 3.8kHz et (c,f) 4.7kHz. Le même super-élément généré à $\mu = 0.5$ est utilisé pour toute l'analyse de stabilité.

Les résultats de cette section démontrent la nécessité de générer un super-élément à chaque valeur de coefficient de frottement de l'analyse de stabilité pour obtenir des résultats satisfaisant sur l'estimation des instabilités du modèle réduit et ainsi valider la deuxième partie de notre stratégie de réduction de modèle.

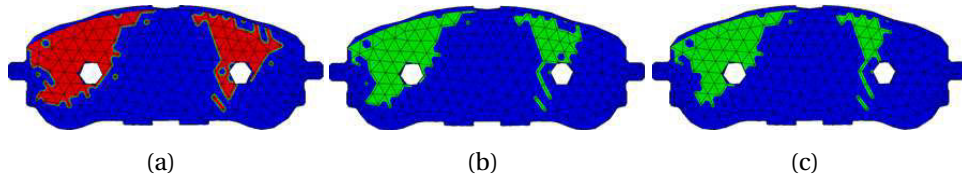


FIGURE 3.22 – Évolution de l'état du contact à l'interface boîtier/plaquette extérieure à l'équilibre statique pour différentes valeurs de coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes : 0.2(a), 0.5(b) and 0.8(c). La couleur bleue représente les zones où le contact est ouvert, pour les zones où le contact est fermé la couleur verte représente un glissement et la couleur rouge de l'adhérence.

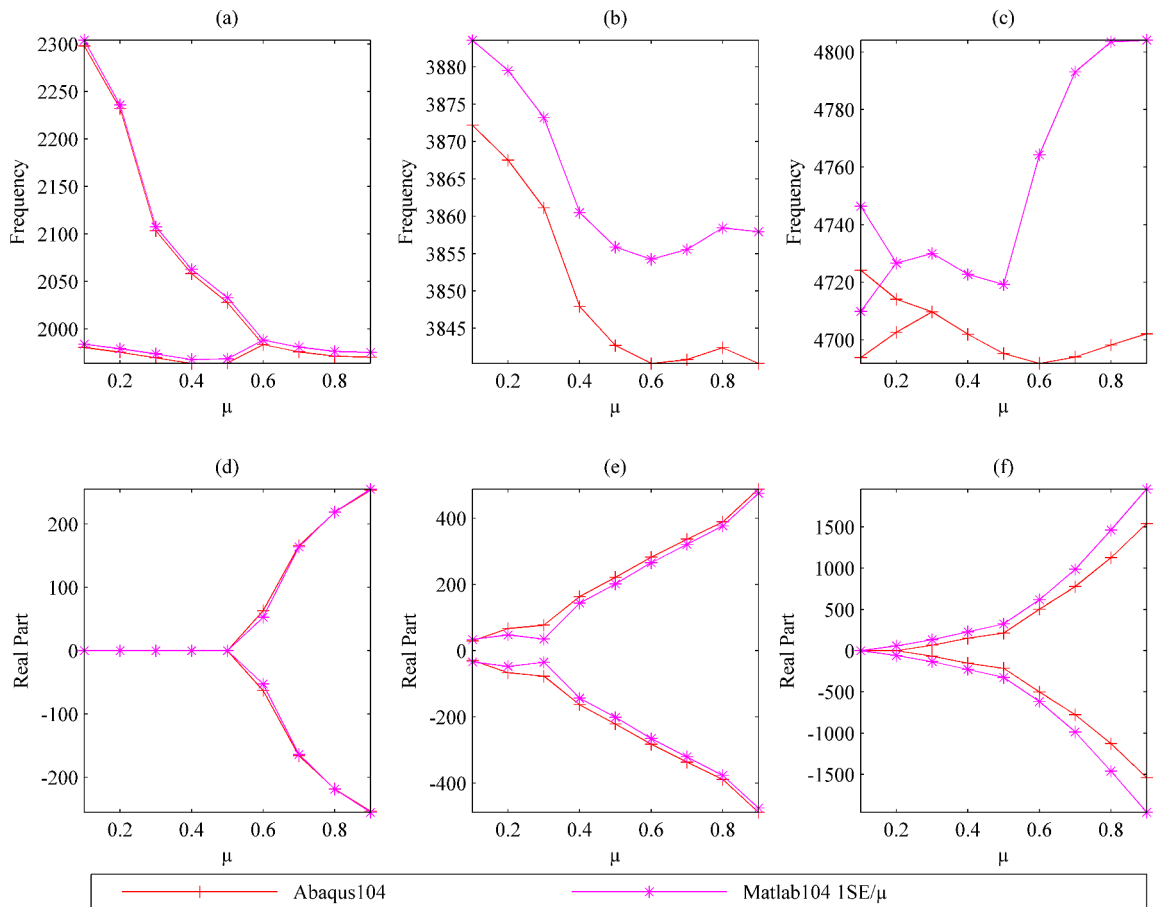


FIGURE 3.23 – Évolution des fréquences (a,b,c) et des parties réelles (d,e,f) des modes propres complexes en fonction du coefficient de frottement μ pour les instabilités à (a,d) 1.9kHz, (b,e) 3.8kHz et (c,f) 4.7kHz. Un nouveau super-élément est généré à chaque valeur de μ à l'interface frottante pour réaliser l'assemblage et le calcul des modes complexes dans Matlab.

Numéro de l'instabilité	1	2	3
Matlab 104 single SE	4.829%	0.543%	1.872%
Matlab 104 SE/ μ	0.461%	0.713%	2.276%

TABLEAU 3.7 – Erreur moyenne sur la fréquence pour chaque paire de modes sur toute la plage de variation du coefficient de frottement à l'interface frottante. Comparaison des résultats obtenus sur le super-élément assemblé et le modèle réduit Abaqus104.

Numéro de l'instabilité	1	2	3
Matlab 104 single SE	0.477%/12.818%	0.223%/0.873%	0.081%/5.131%
Matlab 104 SE/ μ	0.355%/0.519%	0.587%/0.918%	0.778%/4.482%

TABLEAU 3.8 – Erreur Min/Max sur la fréquence pour chaque paire de modes entre l'assemblage de super-élément et le modèle réduit Abaqus104.

3.6 Conclusions

En conclusion, on a pu démontrer par ces travaux l'efficacité d'une méthode de réduction de modèle basée d'une part sur la réduction du nombre de nœuds à l'interface de contact disque/plaquettes et d'autre part sur l'utilisation d'un super-élément pour réaliser les calculs de stabilité. Cette méthode a été validée sur les résultats de l'estimation de l'équilibre statique ainsi que sur une analyse de stabilité visant à représenter les principaux modes instables d'un système industriel de référence. La réduction de la taille du modèle induite par la génération d'un super-élément, nous permettra par la suite de compenser l'augmentation de la taille du système par la modélisation du comportement viscoélastique des shims. C'est ce point qui sera traité dans le prochain chapitre de ce manuscrit.

3.7 Références

- [All03] R. J. Allemang. The modal assurance criterion-twenty years of use and abuse. *Sound and Vibration*, 37(8) :14–23, 2003. 66
- [Cou09] N. Coudeyras. *Analyse non-linéaire des instabilités multiples aux interfaces frottantes : application au crissement de frein*. Theses, Ecole Centrale de Lyon, December 2009. 57
- [CSN09] Nicolas Coudeyras, Jean-Jacques Sinou, and Samuel Nacivet. A new treatment for predicting the self-excited vibrations of nonlinear systems with frictional interfaces : The Constrained Harmonic Balance Method, with application to disc brake squeal. *Journal of Sound and Vibration*, 319(3-5) :1175–1199, 2009. 52
- [LSCL12] Andréa Loyer, Jean-Jacques Sinou, Olivier Chiello, and Xavier Lorang. Study of nonlinear behaviors and modal reductions for friction destabilized systems. Application to an elastic layer. *Journal of Sound and Vibration*, 331(5) :1011–1041, 2012. 48, 54
- [Sin10] Jean-Jacques Sinou. Transient non-linear dynamic analysis of automotive disc brake squeal - On the need to consider both stability and non-linear analysis. *Mechanics Research Communications*, 37 :96–105, 2010. 48
- [SLC⁺13] Jean-Jacques Sinou, Andréa Loyer, Olivier Chiello, Guillaume Mogenier, Xavier Lorang, Franck Cocheteux, and Selim Bellaj. A global strategy based on experiments and simulations for squeal prediction on industrial railway brakes. *Journal of Sound and Vibration*, 332(20) :pp. 5068–5085, January 2013. 48
- [STJ04] Jean-Jacques Sinou, Fabrice Thouverez, and Louis Jezequel. Methods to Reduce Non-Linear Mechanical Systems for Instability Computation. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 11(3) :255–342, 2004. 63
- [VDR11] Guillaume Vermot Des Roches. *Frequency and time simulation of squeal instabilities. Application to the design of industrial automotive brakes*. Theses, Ecole Centrale Paris, January 2011. 48, 54
- [VNS12] Paul Villard, Samuel Nacivet, and Jean-Jacques Sinou. Superelement reduction of industrial finite element brake system for a constrained harmonic balance method. In *ASME 2012 Noise Control and Acoustics Division Conference at InterNoise 2012*, pages 159–168. American Society of Mechanical Engineers, 2012. 53, 54

Chapitre 4

Modélisation des shims et impact sur la stabilité du système de freinage

Sommaire

4.1 Introduction	82
4.2 La viscoélasticité : utilisation, propriétés et modélisation	83
4.2.1 Utilisation de la viscoélasticité comme solution au crissement	83
4.2.2 Modèles rhéologiques de comportements viscoélastiques	83
4.3 Analyse de stabilité sur un système viscoélastique	86
4.4 Modélisation 3D des shims et études préliminaires de l'impact de l'ajout de leur géométrie	87
4.4.1 Équilibre statique	88
4.4.2 Analyse de stabilité	90
4.5 Adaptation de l'interface réduite pour l'intégration des shims	93
4.5.1 Interface réduite des contacts impliquant les shims dans le modèle Abaqus	93
4.5.2 Validation de la réduction de l'interface	94
4.5.3 Génération du super-élément	98
4.5.4 Analyse de stabilité sur la base du super-élément sans viscoélasticité	99
4.6 Prise en compte de la viscoélasticité pour le calcul des instabilités sur le super-élément	100
4.6.1 Identification expérimentale et recalage des paramètres du modèle de maxwell généralisé	100
4.6.2 Analyse de stabilité sur un super-élément viscoélastique	103
4.7 Conclusions	109
4.8 Références	111

4.1 Introduction

Ce chapitre traite de la modélisation des shims et de leur viscoélasticité pour les calculs de crissement. Comme il a été expliqué précédemment dans ce manuscrit et analysé à partir d'essais expérimentaux, les shims sont des cales placées à l'arrière des plaquettes du système de freinage et leur utilisation est apparue comme une solution radicale pour faire disparaître le crissement sur notre système (Chapitre 4). Après avoir présenté quelques modèles classiques de viscoélasticité et expliqué nos choix de modélisation, on explicitera la mise en équation d'un calcul de stabilité prenant en compte cette viscoélasticité sous la forme d'un modèle de Maxwell généralisé. On présentera ensuite une application sur le modèle numérique métier qui a été utilisé pendant tous ces travaux de thèse. L'impact de la prise en compte des shims dans les modèles de système de freinage sera discuté en analysant les résultats de l'équilibre statique ainsi que ceux du calcul de stabilité. Comme présenté dans le chapitre précédent, la démarche adoptée dans le cadre de ces travaux de thèse vise à considérer une interface réduite de contact vis-à-vis des calculs de stabilité (voir le chapitre 3). Ainsi, l'objectif de nos travaux consiste à reformuler cette interface réduite pour les contacts incluant les shims avec un caractère viscoélastique. La construction et génération d'une telle interface réduite nécessitent cependant la validation de différentes étapes primordiales pour valider certaines nouvelles spécificités dues à l'ajout de shims. Plus spécifiquement, la présence de shims amène, non seulement, à considérer un modèle viscoélastique, mais engendre également des modifications géométriques (ajout de pièces structurales dans le système de freinage) qui peuvent avoir, à elles seules, un impact sur la stabilité du système de freinage. Aussi, il nous apparaît indispensable de mener plusieurs études préliminaires afin de comprendre clairement l'impact de ces différents facteurs associés à l'ajout de shim (modification géométrique du système et caractère viscoélastique). Nous proposons donc, dans les sections qui suivent, de construire pas à pas un modèle de frein à interface réduite de contact incluant des shims viscoélastiques. Les différentes étapes et modèles considérés sont les suivant :

- modèle du système de freinage avec une modélisation 3D de shims à comportement élastique. Cette première modélisation permettra d'examiner plus spécifiquement l'impact de l'apport du shim et de la modification de la géométrie amenée sur le système et de dissocier l'impact de l'effet viscoélastique à proprement parler. Cette étude sera développée dans la section 4.4. Ce modèle préliminaire servira également de référence pour valider la construction de l'interface réduite de contact avec shims.
- modèle du système de freinage avec une modélisation interface réduite incluant la présence de shims (sans prise en compte du caractère viscoélastique). Cette deuxième étape, qui est le cœur de la suite des développements de modèle à interface réduite (travaux débutés dans le chapitre précédent), a pour principal objectif de valider la construction de la réduction d'interface, et la génération de super-élément associé, dans le cas d'ajout du shim (structure multicouches), nécessitant une adaptation de l'interface réduite de contact proposée dans le chapitre précédent. La comparaison des résultats obtenus par rapport au modèle précédent (shim 3D) permettra de valider la stratégie de réduction à l'interface pour les contacts incluant le shim. Cette étude sera développée dans la section 4.5.
- modèle du système de frein avec une modélisation à interface réduite incluant un shim avec prise en compte de la viscoélasticité. Ce dernier modèle correspond donc au système d'étude de l'ajout d'un shim dans un système de freinage. Il inclut la stratégie proposée dans cette thèse par réduction de l'interface de contact. La com-

paraison des résultats obtenus avec un modèle de frein avec modélisation 3D du shim élastique permettra d'illustrer l'impact de l'ajout d'un shim et de son caractère viscoélastique. Cette étude sera développée dans la section 4.6

4.2 La viscoélasticité : utilisation, propriétés et modélisation

4.2.1 Utilisation de la viscoélasticité comme solution au crissement

De nos jours, les shims sont largement proposés par les fournisseurs de systèmes de freinage ou encore de plaquettes comme une solution permettant de réduire ou supprimer le crissement. Ces shims sont composés d'un agencement de couches d'acier et de matériau viscoélastique (comme le caoutchouc), ce qui leur confère un comportement global viscoélastique. Ces pièces sont placées au dos des plaquettes, aux interfaces de contact avec le piston ou encore le boîtier. Cette utilisation de shims peut s'expliquer par l'amortissement induit par le comportement viscoélastique, ce qui peut tendre à limiter les vibrations du système et ainsi réduire l'occurrence du crissement. Pour autant, il est bon de rappeler, dès à présent, que de telles suppositions sur le rôle de l'amortissement ne sont pas si évidentes et que le paradoxe déstabilisant par amortissement est l'un des problèmes classiques pour le crissement [SJ07] [FSDJb]. La figure 4.1 représente l'agencement classique d'un shim ainsi que son positionnement au dos d'une plaquette.

Le comportement global, qui peut être retenu pour l'étude fréquentielle d'un matériau viscoélastique se résume à une tendance d'augmentation de sa raideur en fonction de la fréquence et l'amortissement induit, comme précédemment énoncé, afin d'essayer d'apporter une réponse concrète sur son utilité pour un système de frein réel. L'impact de l'amortissement sur la stabilité ayant été déjà soulevé par la communauté [FSDJa] principalement pour l'amortissement modal, il sera intéressant dans cette étude d'analyser l'influence du comportement viscoélastique des shims sur cette stabilité.

4.2.2 Modèles rhéologiques de comportements viscoélastiques

De nombreux travaux ont permis de définir des modèles rhéologiques permettant de représenter mathématiquement la viscoélasticité [SF07, CRRM08]. Ce manuscrit recense les principaux d'entre eux. Ils sont principalement composés d'éléments simples tels que le ressort purement élastique et l'amortisseur visqueux. Dans le cas de ce premier élément de base, l'effort est proportionnel à la déformation, tandis que pour le second, cet effort est proportionnel à la vitesse de déformation, comme explicité dans les équations 4.1 et 4.2.

$$\sigma = E\epsilon \quad (4.1)$$

$$\sigma = \mu \dot{\epsilon} \quad (4.2)$$

avec E le module d'élasticité et ϵ la déformation, μ la viscosité de l'amortisseur et $\dot{\epsilon}$ la vitesse de déformation.

On évaluera la pertinence de chacun de ces modèles pour représenter la viscoélasticité dans le cadre de l'étude fréquentielle du crissement de frein en comparant leur impédance complexe exprimée par l'équation 4.3.



FIGURE 4.1 – Agencement du shim au dos d'une plaquette

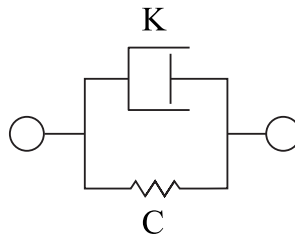


FIGURE 4.2 – Modèle de Kelvin-Voigt

$$Z(\omega) = F(\omega)/X(\omega) \quad (4.3)$$

avec Z l'impédance, ω la pulsation, F la transformée de Fourier de la force appliquée sur le matériau et X la transformée de Fourier du déplacement du matériau.

Dans ce qui suit, nous allons brièvement rappeler les formulations des principaux modèles utilisés.

Modèle de Kelvin-Voigt

Comme l'illustre la figure 4.2, ce modèle met en parallèle un ressort et un amortisseur. Ce modèle décrit un déphasage et une rigidification du matériau qui interviennent à hautes fréquences.

Son impédance s'exprime de la manière suivante :

$$Z(\omega) = K + j\omega C \quad (4.4)$$

avec j le nombre imaginaire pur tel que $i^2 = -1$.

Modèle de Maxwell

Dans le cas du modèle de Maxwell, illustré à la figure 4.3, les deux éléments de base sont mis en série. De manière opposée au modèle de Kelvin Voigt, le déphasage et la rigidification sont ici obtenus avec ce modèle pour de basses fréquences.

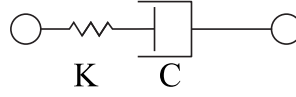


FIGURE 4.3 – Modèle de Maxwell

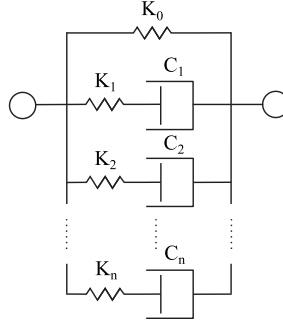


FIGURE 4.4 – Modèle de Maxwell généralisé

Son impédance s'exprime de la manière suivante :

$$Z(\omega) = \frac{j\omega KC}{(K + j\omega C)} \quad (4.5)$$

Modèle de Maxwell généralisé

Il se compose de plusieurs cellules de Maxwell en parallèle et d'un ressort représentant la raideur statique comme illustré en figure 4.4. Si les deux modèles précédents trouvent leur utilité sur une plage fréquentielle réduite, le modèle de Maxwell généralisé permet une représentation du comportement viscoélastique sur des plages de fréquences de plusieurs décades, ce qui correspond bien à la plage d'étude du phénomène de crissement. La rigidification et le déphasage associé à ce modèle sont non monotones et l'augmentation de l'ordre n du modèle (nombre de branches en parallèle) permet de décrire des comportements complexes en fréquence.

Son impédance s'exprime de la manière suivante :

$$Z_i = K_0 + \sum_{u=1}^n \frac{j\omega K_u C_u}{K_u + j\omega C_u} \quad (4.6)$$

Bien entendu, tous ces modèles comportent un certain nombre de paramètres qu'il est nécessaire d'identifier expérimentalement pour représenter fidèlement un comportement physique. Cela dit, même si ces paramètres sont plus nombreux pour le modèle de Maxwell généralisé, et ce d'autant plus que l'ordre retenu pour ce modèle est élevé, compte tenu de sa validité sur une large bande fréquentielle il a été retenu pour modéliser la viscoélasticité des shims dans notre étude de crissement.

L'objectif de ces travaux de thèse n'étant pas de se focaliser sur une description approfondie de ces modèles rhéologiques du comportement viscoélastique, le lecteur est invité à consulter les références suivantes pour plus de détails [HKL05] [Jra14] [Saa03].

4.3 Analyse de stabilité sur un système viscoélastique

Comme nous l'avons abordé au chapitre précédent, l'analyse de stabilité est la méthode la plus classiquement appliquée pour étudier le crissement sur des systèmes industriels. Cette méthode permet d'étudier les modes propres complexes au voisinage du point d'équilibre statique non-linéaire linéarisé et donc de s'intéresser plus spécifiquement à la notion de propension au crissement. Nous rappelons que l'étude des vibrations induites lors du crissement est hors des objectifs de cette thèse. Dans cette section, on détaillera la mise en équations du calcul de stabilité en incluant la modélisation retenue de la viscoélasticité sous la forme du modèle de Maxwell généralisé.

Comme abordé au chapitre précédent, les valeurs propres d'un système élastique (sans shim) sont obtenues en résolvant le système décrit à l'équation 4.7.

$$(\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \mathbf{C} + (\mathbf{K} + \mathbf{J}_{nl}))\phi = 0 \quad (4.7)$$

où \mathbf{J}_{nl} définit la linéarisation des forces non-linéaires.

Si on considère le modèle de Maxwell généralisé défini sous la forme de son module complexe explicité à l'équation 4.6, ce dernier peut également être écrit, en utilisant la transformée de Laplace p , sous une forme impliquant les temps de relaxation comme explicité à l'équation 4.8.

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_i = K_0 \left(1 + \sum_{u=1}^n \frac{\alpha_u \tau_u p}{1 + \tau_u p} \right) \\ \text{avec} \\ \text{et} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \alpha_u = \frac{K_u}{K_0} \\ \tau_u = \frac{C_u}{K_u} \end{array} \quad (4.8)$$

où K_0 est la raideur statique et les couples K_u et C_u représentent le déphasage entre l'excitation et la réponse du matériau viscoélastique. τ_u représente le temps de relaxation lié à chaque couple ressort-amortisseur. L'idée est d'introduire cette modélisation dans les équations de l'analyse de stabilité présentées au chapitre précédent.

Ainsi, pour un système non amorti, l'introduction du modèle de Maxwell généralisé définit en équation 4.6 dans l'équation 4.7 donne :

$$\left(\lambda^2 \mathbf{M} + \mathbf{K} + \mathbf{J}_{nl} + \sum_{m=1}^{N_{mater}} \mathbf{K}_{visco}^m \left(\sum_{u=1}^n \frac{\alpha_u^m \tau_u^m \lambda}{1 + \tau_u^m \lambda} \right) \right) \phi = 0 \quad (4.9)$$

\mathbf{K}_{visco}^m est une matrice majoritairement vide qui ne contient que la raideur statique aux degrés de liberté qui correspondent au $m^{ième}$ matériau viscoélastique. Il doit y avoir autant de modèles de Maxwell généralisé que de nombre de matériau viscoélastique (N_{mater}) dans notre système. Renaud [Ren11] a proposé de choisir un temps de relaxation commun aux différents matériaux viscoélastiques afin de réduire la taille de ce système numérique. Cela permet l'obtention d'un système de taille $N_{ddl} \times (N + 2)$, où N_{ddl} correspond à la taille des matrices du système non viscoélastique (masse, raideur) et N est le nombre de cellules de Maxwell du modèle retenu. La forme de ce système est détaillée sous forme

matricielle dans l'équation 4.10.

$$p \begin{bmatrix} \mathbf{I} & 0 & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & 0 \\ 0 & -\mathbf{I} & \ddots & & & & \vdots \\ \vdots & \ddots & \tau_1 \mathbf{I} & \ddots & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & \ddots & & \vdots \\ \vdots & & & \ddots & \tau_i \mathbf{I} & \ddots & \vdots \\ \vdots & & & & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & 0 & \tau_N \mathbf{I} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ pq \\ q_1 \\ \vdots \\ q_u \\ \vdots \\ q_N \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I} & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & 0 \\ 0 & \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{K} + \mathbf{J}_{nl}) & \Sigma_1 & \cdots & \Sigma_u & \cdots & \Sigma_N \\ 0 & \tau_1 \mathbf{I} & -\mathbf{I} & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & 0 & \ddots & \ddots & & \vdots \\ \vdots & \tau_u \mathbf{I} & \vdots & \ddots & -\mathbf{I} & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \tau_N \mathbf{I} & 0 & \cdots & \cdots & 0 & -\mathbf{I} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ pq \\ q_1 \\ \vdots \\ q_u \\ \vdots \\ q_N \end{Bmatrix} \quad (4.10)$$

avec $\Sigma_u = \sum_{m=1}^{N_{mater}} \alpha_u^m \mathbf{M}^{-1} \mathbf{K}_{visco}^m$.

La résolution de ce système nous permet d'obtenir les valeurs propres (p) et les modes propres (q) du système de freinage en tenant compte de la viscoélasticité aux interfaces impliquant les shims.

Maintenant que la méthode permettant un calcul de stabilité en incluant la viscoélasticité a été explicitée, on présentera dans la suite de ce chapitre son application à notre modèle éléments finis qui nous a servi de référence lors de ces travaux.

4.4 Modélisation 3D des shims et études préliminaires de l'impact de l'ajout de leur géométrie

Avant d'implémenter la viscoélasticité comme elle a été décrite dans la section précédente, ce qui sera développé dans la section 4.5, il a fallu représenter la géométrie des shims et les différentes couches volumiques dont ils se composent dans notre modèle éléments finis. La composition exacte de ces différentes couches est détaillée à la figure 4.5 et dans le tableau 4.1. Aussi, afin de mesurer l'impact de la modification de la géométrie globale du système par l'ajout d'un shim 3D, il a été étudié dans un premier temps son influence sans prise en compte du caractère viscoélastique du shim.

Chaque couche possède les propriétés matérielles qui lui sont propres et les comportements retenus sont de type isotropes. On a considéré les mêmes propriétés pour chacune des deux couches de caoutchouc qui composent un shim. Ces propriétés sont listées dans le tableau 4.2. La faible épaisseur de chaque couche du shim vis à vis des autres dimensions du modèle nous a conduit à l'utilisation d'éléments hexahédriques pour les modéliser. Un seul élément est utilisé dans l'épaisseur de chacune de ces couches. Ce maillage a été obtenu par extrusion du maillage surfacique de la face supérieure du shim à l'aide d'éléments de type quadrangles. L'assemblage de la couche de colle des shims avec la plaquette se fait à l'aide de la carte *TIE du code Abaqus qui permet d'éviter tout

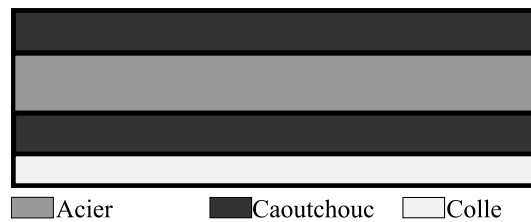


FIGURE 4.5 – Composition des différentes couches du shim.

Matériau	épaisseur(mm)
Caoutchouc (externe)	0.12
Acier	0.4
Caoutchouc (interne entre acier et colle)	0.12
Colle	0.1

TABLEAU 4.1 – Épaisseur de chacune des couches du shim, de haut en bas en accord avec la figure 4.5

Matériau	E(MPa)	ν
Caoutchouc	4	0.45
Acier	210000	0.3
Colle	20	0.4975

TABLEAU 4.2 – Propriétés matérielles des couches du shim

maillage coïncident entre ces deux pièces. Le contact est désormais défini à l'aide de la carte *CONTACT PAIR entre le shim intérieur (respectivement extérieur) et le piston (respectivement le boîtier) avec une loi de type pénalité linéaire et un frottement représenté sous la forme de la loi de Coulomb.

4.4.1 Équilibre statique

Comme explicité précédemment, dans un premier temps, il nous apparaît intéressant de mesurer l'influence que peut avoir la modélisation de la géométrie du shim sur l'équilibre statique du système, sans pour l'instant prendre en compte la viscoélasticité. Dans les deux sous-parties qui suivent, nous allons donc examiner les modifications apportées par une modélisation du shim 3D en considérant un comportement élastique simplifié pour ce dernier. Dans un premier temps, on s'intéressera à l'impact sur l'équilibre statique et ensuite sur la stabilité du système. Le système est soumis au même chargement que celui décrit dans le chapitre précédent et le calcul statique se fait pour une valeur de coefficient de frottement à l'interface disque/plaquette de $\mu = 0.5$. Les figures 4.6 et 4.7 présentent déjà de grandes différences au niveau de l'état de contact à l'équilibre statique entre les deux modèles.

La couche extérieure du shim qui est désormais en contact avec le piston et le boîtier possède une raideur plus faible que celle de la backplate, ainsi elle a tendance à se déformer localement et on constate, aux interfaces impliquant ces shims, que le contact est complètement fermé et en adhérence.

On constate lors du calcul de l'équilibre statique, que l'assouplissement de la raideur de l'interface liée à l'introduction du shim affecte clairement l'état de contact à l'équilibre ainsi que le positionnement des plaquettes. En présence de la modélisation du shim, seule une bande verticale à l'extrémité gauche de la surface de la garniture intérieure n'est plus en contact avec le disque. Concernant la plaquette extérieure, la modélisation du shim semble cambrer de manière plus importante la plaquette qui se décolle du disque dans la zone centrale au niveau de la rainure.

Les premiers résultats à partir d'une modélisation simplifiée 3D des shims (sans prise en compte du comportement viscoélastique) nous montrent déjà l'importance des modifications engendrées uniquement par l'ajout d'un élément sur le système de freinage.

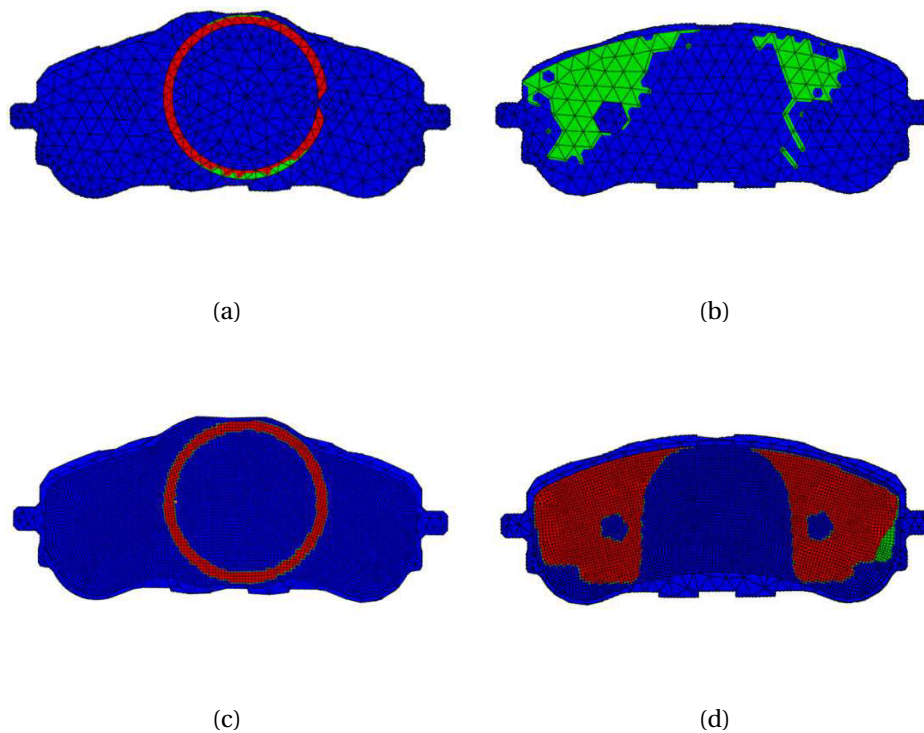


FIGURE 4.6 – État de contact à l'interface piston/plaquette intérieure (a,c) et boîtier/plaquette extérieure(b,d) pour les modèles avec (c,d) et sans modélisation du shim (a,b). La couleur verte (resp. rouge) représente une zone de contact glissant (resp. adhérent) tandis que la couleur bleue représente une zone sans contact

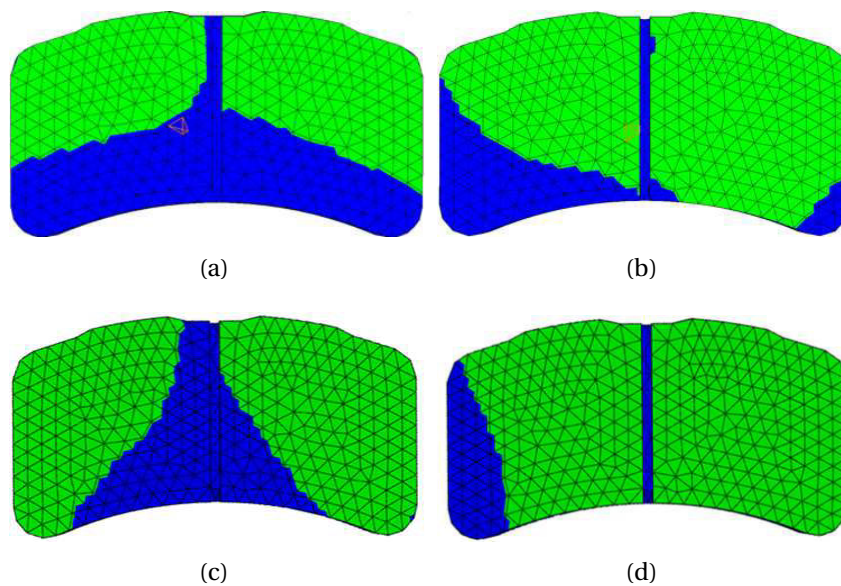


FIGURE 4.7 – État de contact à l'équilibre statique à l'interface disque/plaquette extérieure (a,c) (resp. intérieure (b,d)) pour le modèle avec (c,d) et sans modélisation des shims (a,b). La couleur verte représente un contact fermé glissant et la couleur bleue un contact ouvert.

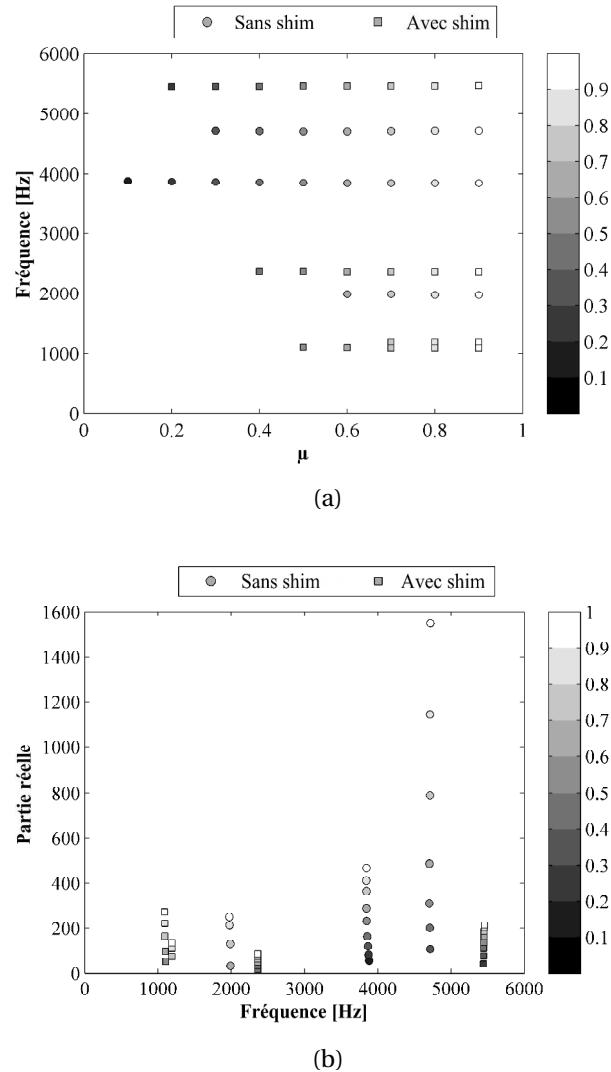


FIGURE 4.8 – Résultats de l'analyse de stabilité entre le modèle Abaqus de référence shim (a) et le modèle incluant la modélisation volumique de la géométrie des shims (b). Évolution des fréquences en fonction du coefficient de frottement (a) et des parties réelles en fonction de la fréquence (b)

4.4.2 Analyse de stabilité

Suite aux résultats précédents, nous avons étudié l'influence de ce nouveau positionnement des plaquettes, lié à la modélisation du shim 3D simplifié, sur la stabilité du système. Comme au chapitre précédent, nous avons fait varier le coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes de $\mu = 0.1$ à $\mu = 0.9$ avec un pas de 0.1. Les résultats obtenus avec la modélisation volumique du shim sont comparés avec les résultats du modèle de référence sans shim. Cette comparaison est illustrée à la figure 4.8.

En se focalisant sur les instabilités de la plage 0-6kHz, nous pouvons constater des différences flagrantes concernant l'émergence des instabilités mises en avant par ces deux modèles. Les principales instabilités qui étaient précédemment présentes sur la référence sans shim à 1.9kHz 3.8kHz et 4.9kHz sont remplacées, sur le modèle avec shim, par quatre autres instabilités désormais situées à 1kHz, 1.1kHz, 2.4kHz et 5.4kHz. On peut également remarquer que sur le modèle avec shim, les parties réelles sont inférieures à celles mesu-

rées sur la référence sans shim.

La figure 4.9 représente la déformée modale de chacune des quatre principales instabilités sur la plage 0-6kHz pour le modèle avec shim. Comme pour les fréquences, les déformées modales sont différentes de celles observées précédemment sur le modèle de référence, où le shim n'était pas présent.

Ces résultats illustrent très bien le fait que le changement de l'état d'équilibre induit par l'ajout de la géométrie des shims, qui modifie la raideur de certaines interfaces de contact, influe de manière importante sur la stabilité du système. En modifiant l'équilibre statique, on modifie les caractéristiques dynamiques du système et l'émergence des instabilités qui lui sont associées.

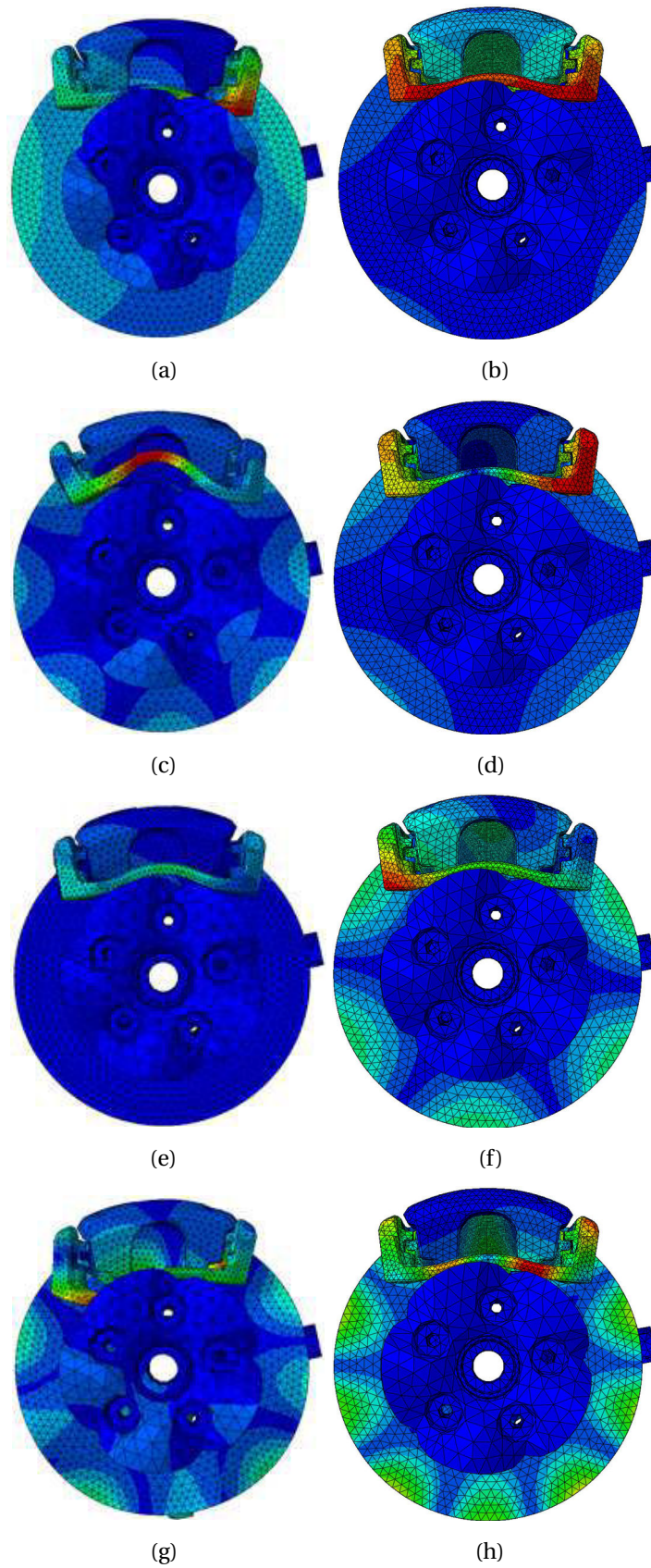


FIGURE 4.9 – Déformées modales des principales instabilités sur la plage 0-6kHz pour les modèles avec (b,d,f,h) et sans modélisation du shim (a,c,e,g). (b) 1kHz (d) 1.1kHz (f) 2.4kHz (h) 5.4kHz

4.5 Adaptation de l'interface réduite pour l'intégration des shims

Si les résultats précédents nous ont donné des premières indications sur l'ajout de shims dans le système de freinage, notre objectif final est de s'intéresser à l'impact de la prise en compte du caractère viscoélastique de ces derniers. Cela passe par une première étape qui consiste à adapter la représentation réduite à l'interface précédemment réalisée (chapitre 3) à la présence d'un shim. La section qui suit détaille la construction de cette interface réduite impliquant les shims. La prise en compte du caractère viscoélastique fera l'objet de la section 4.6. En effet, la validation de l'interface réduite avec shim sera réalisée dans cette section en considérant une raideur statique équivalente. Cette démarche pas à pas nous permettra en effet de construire une représentation d'interface réduite robuste et validée. Sur la base de la stratégie de réduction décrite au chapitre précédent et qui utilise un super-élément et une interface de contact réduite, les travaux se sont donc concentrés sur le développement de cette méthode dans le but d'intégrer la viscoélasticité des shims à l'aide du modèle de Maxwell généralisé présenté précédemment. En effet, la réduction de la taille du modèle, grâce à l'utilisation d'une interface réduite de contact et la génération d'un super-élément, va nous permettre de contrebalancer l'augmentation de la taille impliquée par la mise en équation du système d'état prenant en compte la viscoélasticité, comme explicité dans l'équation 4.10. On détaillera dans cette section les travaux qui ont permis de définir une nouvelle interface réduite pour les contacts impliquant le shim et par la suite de modéliser leur viscoélasticité dans l'assemblage du super-élément.

4.5.1 Interface réduite des contacts impliquant les shims dans le modèle Abaqus

L'un des objectifs de ces travaux est de proposer une méthode permettant de représenter la viscoélasticité dans les interfaces réduites des contacts impliquant le shim. Pour cela, on a décidé de modéliser cette viscoélasticité au niveau de l'assemblage du super-élément grâce à une représentation nœud-à-nœud sous la forme du modèle de Maxwell généralisé. Il nous a alors fallu définir une interface de contact réduite dans le modèle Abaqus au niveau des contacts impliquant les shims. Cela nous permettra de choisir ces nœuds d'interface réduite comme futurs nœuds de condensation et ainsi définir dans Matlab le modèle de viscoélasticité correspondant au niveau de ces degrés de liberté.

Ainsi, nous avons défini pour les contacts impliquant les shims une réduction de l'interface des deux côtés du contact (côté shim mais également côté piston et boîtier) et formulé le contact directement de type nœud-à-nœud avec la carte *GAP du code de calcul Abaqus, le problème de compatibilité entre les cartes *MOTION et *GAP ne se posant pas pour ce type d'interfaces. Cela nous permet également de nous affranchir de tout remaillage des pièces comme c'était le cas précédemment avec les disques lors de la réduction de l'interface disque/plaquettes.

Comme nous l'avons vu, la raideur statique du matériau viscoélastique est directement implémentée dans la modélisation de type modèle de Maxwell généralisé, ainsi cette raideur ne doit pas être incluse au moment de la désactivation du contact réduit lors de la génération du super-élément dans le code Abaqus. Pour satisfaire à cette exigence, un ressort de raideur équivalente a été intégré à la modélisation de l'interface réduite de contact des shims afin de représenter cette raideur statique. Une raideur très grande est choisie pour les côtés maîtres (piston et boîtier) des contacts réduits impliquant les shims.

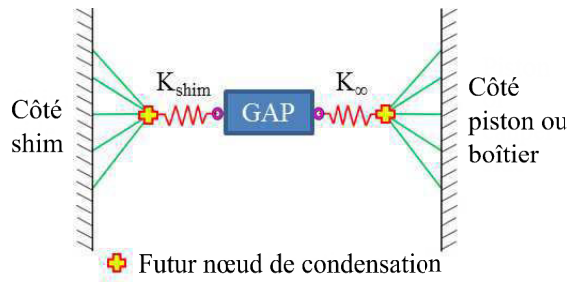


FIGURE 4.10 – Modélisation du contact réduit à l'interface du shim. K_{shim} représente le ressort 3D correspondant à la raideur statique du shim. K_{∞} est une raideur arbitrairement élevée. Les symboles + représentent les futurs nœuds de condensation à l'interface réduite du shim

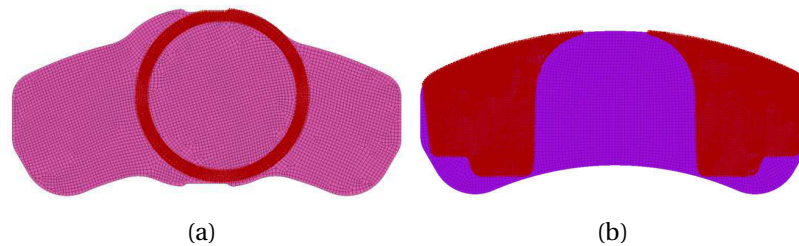


FIGURE 4.11 – Empreintes utilisées pour l'identification des raideurs statiques à l'interface du shim intérieur (a) et extérieur (b)

Toutes ces explications sont illustrées sur la figure 4.10.

L'utilisation d'une raideur équivalente pour représenter les shims dans nos interfaces réduites implique bien entendu une identification préalable de la raideur statique de ces shims. Pour cela des essais statiques ont été réalisés de manière numérique : pour chaque shim, intérieur comme extérieur, un déplacement a été imposé aux nœuds qui se trouvent sur l'empreinte de la surface du piston ou du boîtier qui rentre en contact avec le shim, comme illustré à la figure 4.11. Ce déplacement a été imposé tandis que la face inférieure du shim qui est censée être collée à la plaquette était encastree. En mesurant les efforts de réaction, on est alors en mesure de déterminer une raideur statique de compression et de cisaillement. Le tableau 4.3 recense les différentes raideurs identifiées.

Ces raideurs identifiées seront donc à diviser par le nombre d'éléments de contact *GAP de type nœud-à-nœud retenus pour définir l'interface réduite de chaque contact impliquant le shim.

4.5.2 Validation de la réduction de l'interface

Comme cela a été réalisé précédemment pour l'interface réduite disque/plaquettes, nous avons vérifié la pertinence de notre réduction des interfaces avec shim. Pour cela,

	Shim intérieur	Shim extérieur
Compression	42680 N/mm	168480 N/mm
Cisaillement	5779 N/mm	18660 N/mm

TABEAU 4.3 – Raideurs statiques des shims

nous avons comparé des quantités statiques puis dynamiques entre les modèles contenant une représentation volumique du shim (modèle présenté en section 4.4) et les modèles avec une interface réduite contenant une raideur équivalente sous la forme de ressorts 3D.

Le modèle réduit qui a été choisi est basé sur le modèle Abaqus104 validé dans nos travaux précédents (chapitre 3). Les interfaces de contact contenant les shims ont été réduites de la manière suivante : 6 éléments réduits de contact sont définis pour l'interface piston/shim et 54 éléments définissent l'interface entre le boîtier et le shim. Ces interfaces réduites sont illustrées à la figure 4.12.

Résultats en statique

On a comparé dans un premier temps la correspondance des états de contact à l'équilibre statique entre le modèle avec une représentation 3D du shim et le modèle avec les interfaces réduites. Les résultats sont présentés sur la figure 4.13.

On constate une bonne correspondance des états de contact entre le modèle avec shim volumique et celui avec les interfaces réduites quel que soit le contact considéré. Ceci laisse présager un positionnement correct des plaquettes et une bonne représentation de l'équilibre statique pour le modèle à interface réduite des contacts impliquant les shims.

Analyse de stabilité et calcul de MAC

Comme nous l'avions fait précédemment, on réalise maintenant une analyse de stabilité sur le modèle avec les interfaces réduites des contacts impliquant les shims et du contact disque/plaquettes. On balaie le coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes de $\mu = 0.1$ à $\mu = 0.9$ avec un pas de 0.1. On compare ainsi les instabilités prédites par ces deux modèles tant au niveau des parties réelles que des fréquences sur la plage 0-6kHz. Les résultats sont présentés à la figure 4.14. Les quatre principales instabilités à 1kHz, 1.1kHz, 2.4kHz et 5.4kHz sont bien représentées par notre modèle aux interfaces réduites. On constate cependant un décalage (avance ou retard) sur l'apparition, qui varie entre ces deux modèles et qui n'est pas toujours le même en fonction de l'instabilité considérée.

Malgré les résultats satisfaisants du calcul des coefficients de MAC (cf. figure 4.15) quels que soit le coefficient de frottement ou encore la fréquence instable considérée, on constate une légère chute de ce coefficient (0.65) pour l'instabilité à 2.4kHz quand la valeur du coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes est de $\mu = 0.5$. On

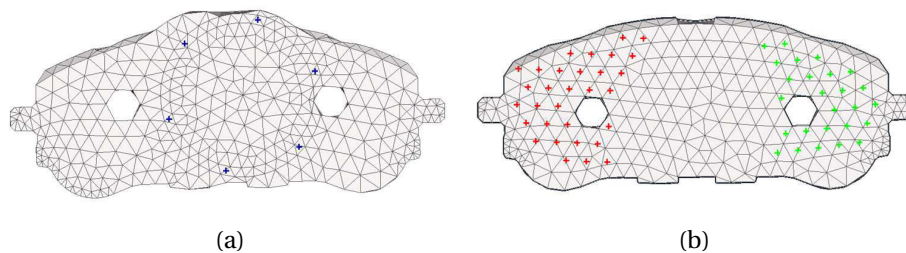
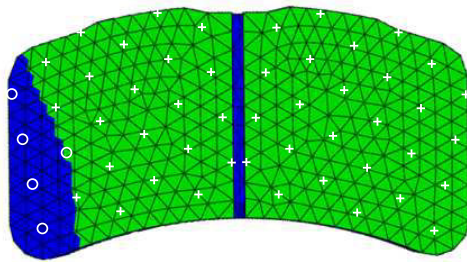
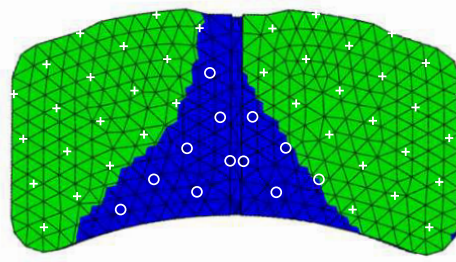


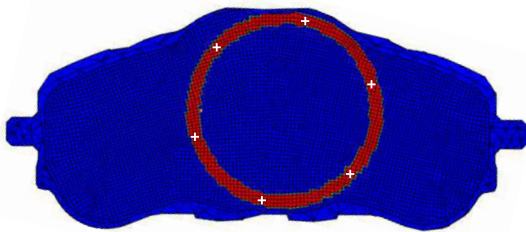
FIGURE 4.12 – Positionnement des nœuds de contact pour les interfaces réduites impliquant le shim intérieur (a) et extérieur (b)



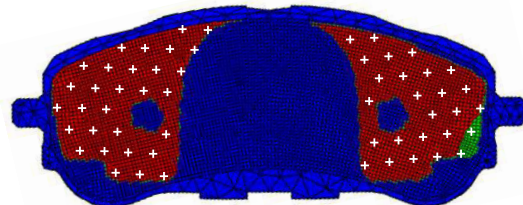
(a)



(b)



(c)



(d)

FIGURE 4.13 – Comparaison des états de contact entre la référence avec shim volumique et le modèle aux interfaces réduites impliquant les shims. Pour chaque nœud des interfaces réduites, l'état de contact associé est représenté par un cercle (respectivement par le signe plus) si le contact est ouvert (respectivement fermé)

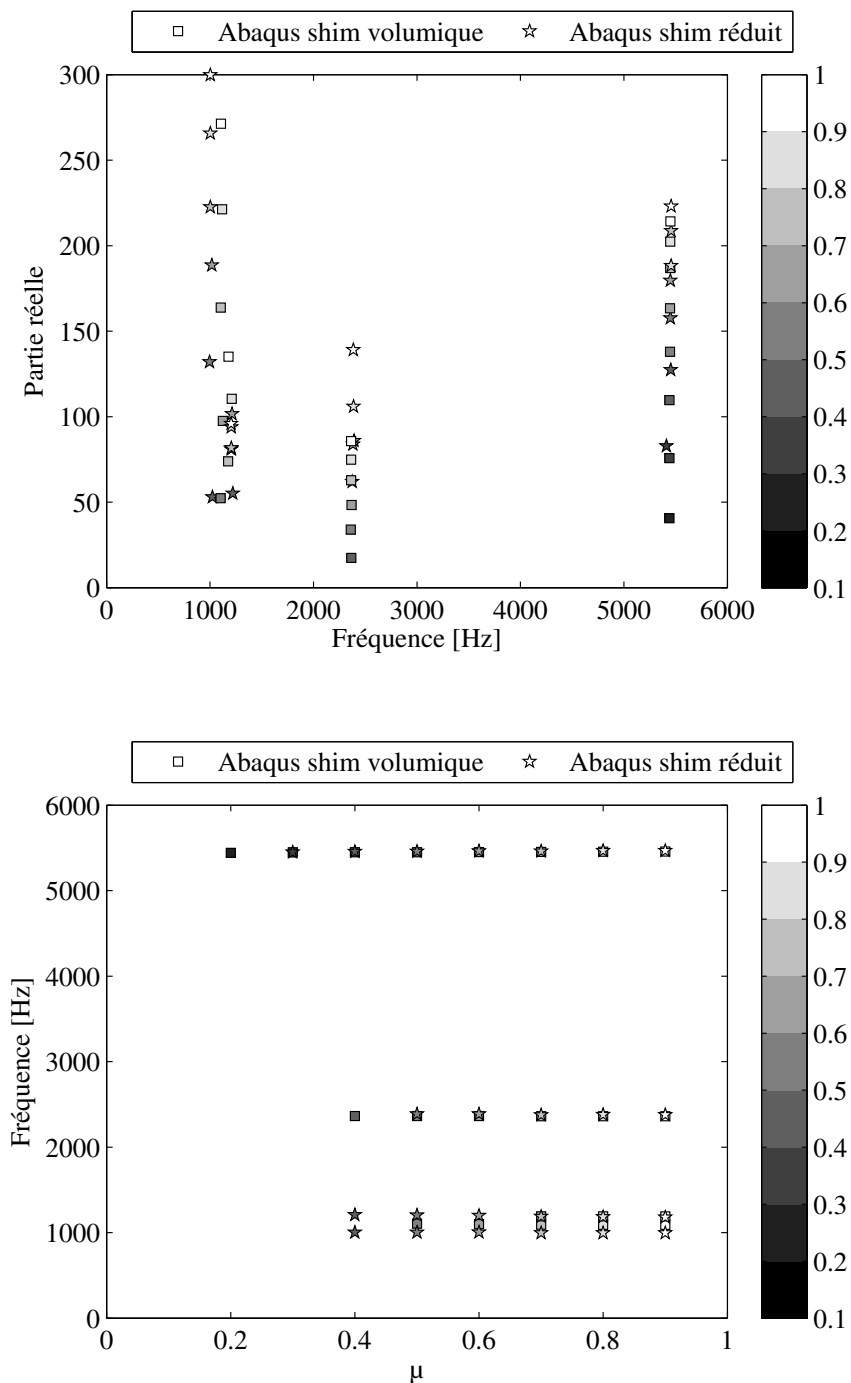


FIGURE 4.14 – Comparaison des résultats de l'analyse de stabilité sur le modèle Abaqus avec une représentation volumique des shims et le modèle Abaqus avec interfaces réduites impliquant les shims

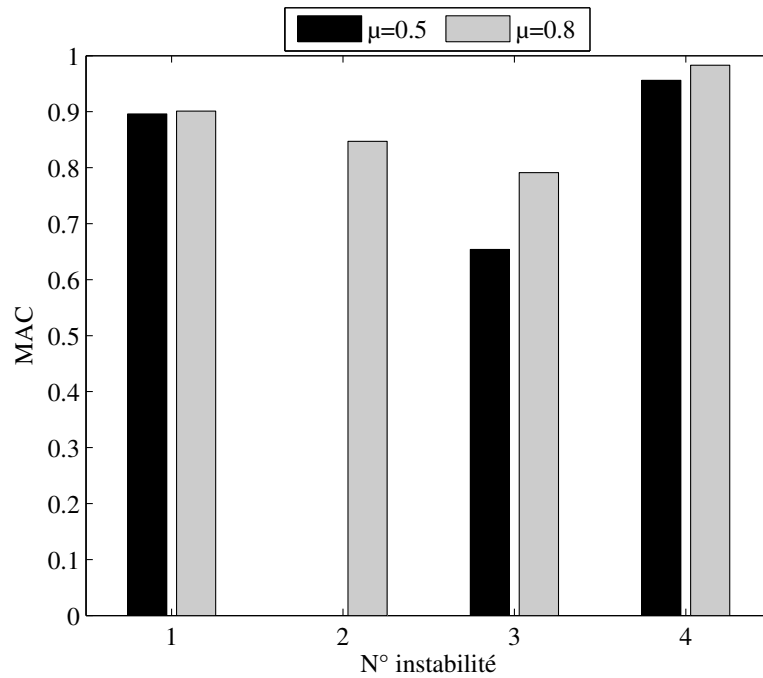


FIGURE 4.15 – Coefficient de MAC entre le modèle Abaqus de référence et le modèle à interfaces réduites pour les quatre principales instabilités à 1kHz, 1.1kHz, 2.4kHz et 5.4kHz pour un coefficient de frottement à l’interface de contact disque/plaquettes de $\mu = 0.5$ et $\mu = 0.8$

s’affranchira cependant de cette légère dégradation des résultats dans la suite de ce chapitre pour le calcul des modes instables en prenant en compte la viscoélasticité des shims. Cette difficulté sera néanmoins investiguée dans le prochain chapitre de ce manuscrit. Pour information, la deuxième instabilité à 1.1kHz est bien présente pour le modèle à interfaces réduites mais n’apparaît qu’à partir de $\mu = 0.7$ pour le modèle Abaqus avec shims volumiques (décalage entre les deux modèles précédemment discuté) ce qui explique l’absence du critère de MAC en figure 4.15 pour cette instabilité à $\mu = 0.5$.

4.5.3 Génération du super-élément

De la même manière qu’au chapitre précédent, on génère maintenant un super-élément sur la base du modèle réduit Abaqus prenant en compte la modélisation réduite des interfaces impliquant les shims. Ce super-élément est une linéarisation de l’état d’équilibre statique obtenu pour un coefficient de frottement à l’interface disque/plaquettes d’une valeur de $\mu = 0.5$. Les nœuds de l’interface réduite des shims et du contact réduit disque/plaquettes sont retenus comme nœuds de condensation. On retient les modes propres du système sur la plage 0-12kHz pour générer ce super-élément.

Le super-élément est assemblé dans Matlab, un contact nœud-à-nœud est défini pour le contact disque/plaquettes. Concernant les interfaces de contact impliquant le shim, nous avons vu précédemment sur le résultat statique Abaqus, que tous les nœuds de ces interfaces réduites étaient dans l’état de contact fermé. La pénétration associée à chacun de ces contacts étant supérieure à l’épaisseur de la couche de shim, on décide de ne pas considérer de changement d’état de contact possible pour ces contacts lors du calcul de l’équilibre statique sous Matlab.

Ce super-élément ainsi créé permettra par la suite de réaliser un calcul des modes complexes, suivant que l’on choisira de modéliser le shim de manière purement élastique,

Numéro de l'instabilité	1	2	3	4
Erreur en fréquence	-0.02%	0.17%	0.23%	0.66%
Erreur sur la partie réelle	19%	12%	-12%	-53%

TABEAU 4.4 – Erreur relative sur la fréquence et la partie réelle pour chaque instabilité entre le super-élément assemblé et le modèle Abaqus avec réduction des interfaces des shims

Numéro de l'instabilité	1	2	3	4
Erreur en fréquence	-0.04%	0.12%	0.08%	0.25%
Erreur sur la partie réelle	19%	12%	-13%	-6%

TABEAU 4.5 – Erreur relative sur la fréquence et la partie réelle pour chaque instabilité entre le super-élément assemblé et le modèle Abaqus avec réduction des interfaces des shims et augmentation de la base du super-élément

ou alors en modélisant sa viscoélasticité à l'aide du modèle de Maxwell généralisé.

4.5.4 Analyse de stabilité sur la base du super-élément sans viscoélasticité

On résout dans un premier temps le problème aux valeurs propres complexes en ne prenant en compte que la raideur statique du contact réduit des shims. Cela revient donc à considérer un comportement purement élastique pour ce matériau. Les fréquences propres complexes sont calculées pour un coefficient de frottement de 0.5 à l'interface disque/plaquettes. Comme au chapitre précédent, l'écart entre l'estimation de la fréquence et de la partie réelle des instabilités est mesuré entre le modèle Abaqus et le super-élément. Les résultats sont présentés sous forme de pourcentage d'erreur au tableau 4.4.

Amélioration de la base du super-élément

On a pu constater une amélioration sur l'estimation des instabilités du système en augmentant la base des modes retenus pour la génération du super-élément. En effet si on regarde les résultats de la stabilité sur le super-élément sans prendre pour l'instant en compte la viscoélasticité, on constate une meilleure estimation de la valeur de la partie réelle de l'instabilité à 5.4kHz en retenant les modes sur une plage de fréquence deux fois plus grande que les choix qui avaient été faits au chapitre précédents, 0-24kHz, ce qui a bien entendu pour effet d'augmenter la taille de notre système. On passe d'un système d'état associé au modèle purement élastique, d'une taille de 2250 ddls à 2748 ddls. Cette amélioration est illustrée à la figure 4.16. Les erreurs relatives sont calculées et synthétisées dans le tableau 4.5. On constate clairement l'amélioration sur l'estimation de la partie réelle de la dernière instabilité mais on constate également une légère amélioration sur l'estimation de la fréquence des instabilités à 1.1kHz, 2.4kHz et 5.4kHz. Une étude d'optimisation du nombre de modes à retenir devra être menée pour optimiser la taille finale du système avec super-élément assemblé [MBS].

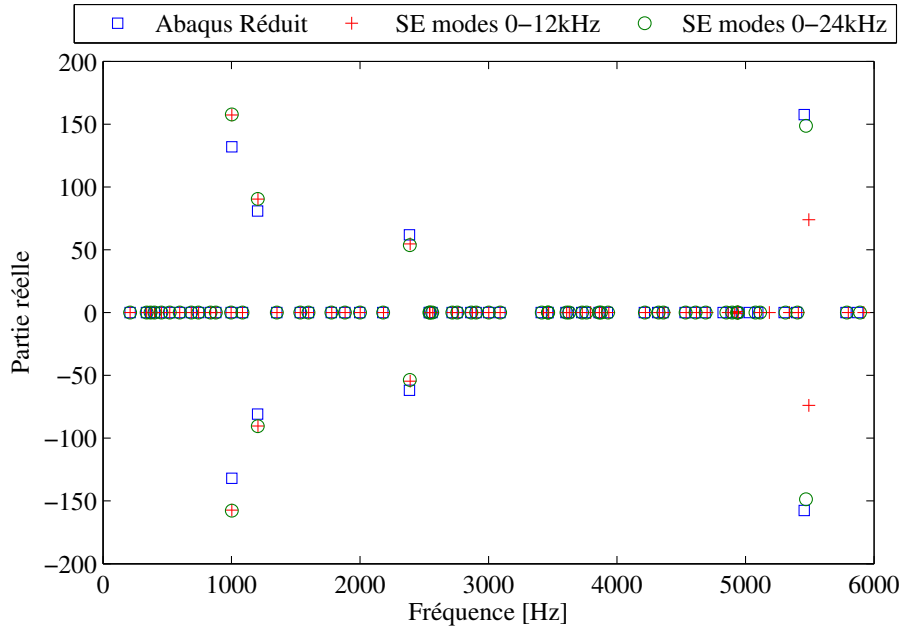


FIGURE 4.16 – Amélioration de l’estimation de la partie réelle de l’instabilité à 5.4kHz en retenant les modes du super-élément sur la plage 0-24kHz

4.6 Prise en compte de la viscoélasticité pour le calcul des instabilités sur le super-élément

Dans la section précédente, nous avons donc construit une interface réduite capable d’intégrer la géométrie spécifique des shims. Il est donc maintenant envisageable d’implémenter le caractère viscoélastique des shims afin d’étudier son impact sur les occurrences de crissement. Ces développements font l’objet de cette section. On discutera tout d’abord de la manière de représenter la viscoélasticité du shim en cisaillement dans nos calculs de stabilité avec le super-élément précédemment construit. On analysera ensuite les effets du caractère viscoélastique des shims sur l’évolution des fréquences et des parties réelles des instabilités caractéristiques de notre modèle d’étude.

4.6.1 Identification expérimentale et recalage des paramètres du modèle de maxwell généralisé

Comme nous l’avons décrit précédemment la viscoélasticité peut être représentée par un modèle de Maxwell généralisé. Cependant, l’identification des paramètres de ce modèle permettant de modéliser le comportement d’un matériau existant tel que le shim demande du temps et des moyens d’essais spécifiques [ZR07]. Le temps, tout comme le budget nécessaire à la réalisation de ce type d’essai de caractérisation, sur le shim équipe précisément le système de freinage que nous avons étudié pendant ces travaux, n’étant pas disponibles au cours de la thèse, les résultats présentés dans cette section ne prétendent donc pas être une estimation fidèle de l’effet des shims sur la stabilité du système. Cependant ils visent à mettre en évidence un potentiel enrichissement de la filière actuelle de dimensionnement des systèmes de freinage chez PSA Peugeot Citroën. Le recalage des paramètres du modèle viscoélastique, et des résultats en stabilité asso-

Raideur	N/m	Amortissement	N.s/m
K_0	3372123		
K_1	2014408	C_1	870
K_2	6031044	C_2	968
K_3	3745848	C_3	124
K_4	71535353	C_4	1052

TABEAU 4.6 – Paramètres du modèles de Maxwell généralisé représentant un shim, K_0 représente la raideur statique, K_i et C_i représentent respectivement la raideur et l'amortissement de la $i^{ème}$ cellule de ce modèle (résultats issus des travaux de Renaud et al. [RDCC13]).

ciés, n'aura d'ailleurs un sens que si l'intégralité du modèle numérique, sans viscoélasticité est déjà recalé par rapport à une campagne d'essai, chose qui n'était pas faite avec le modèle numérique qui a été utilisé pour ces travaux de thèse. Les travaux de F. Renaud [RDCC13] et l'identification des paramètres viscoélastiques d'un shim ont été utilisés et nous ont tout de même permis d'obtenir un jeu de paramètres pour ces travaux de thèse. Si le shim caractérisé dans les travaux de Renaud et al. [RDCC13] n'a pas le même agencement de couches que celui qui a été présenté plus tôt dans ce chapitre, cela a permis d'avoir une bonne première estimation de l'effet d'un matériaux viscoélastique sur les résultats en stabilité de notre système de freinage. Le shim qui a été identifié dans ces travaux se compose simplement de trois couches : une de colle, une d'acier et enfin une de caoutchouc. Cette identification a permis d'obtenir les paramètres d'un modèle de Maxwell équivalent, valable sur la plage 0-10kHz, qui englobe bien la plage de validité de notre super-élément. Un chargement de 2 MPa a été appliqué sur les échantillons testés et une amplitude d'excitation de 0.2 μ m a été imposée pour caractériser le comportement viscoélastique en cisaillement de ce matériau. A l'issue de ces essais, le modèle caractérisé se compose de 4 cellules et les paramètres qui lui sont associés sont résumés dans le tableau 4.6. Ce modèle se caractérise par ses courbes de module et de phase qui ont été tracées et présentées sur la figure en comparaison aux résultats de la mesure expérimentale 4.17. On observe bien la rigidification en fréquence propre aux matériaux viscoélastiques, avec l'augmentation du module en fonction de la fréquence d'excitation. La phase de ce modèle est assez constante sur toute la plage de fréquence, autour de 45°.

Bien entendu, étant donné l'échantillon considéré dont la composition des couches diffère de celle du shim modélisé dans nos travaux, on peut constater un écart au niveau de la raideur statique identifiée lors de l'essai de caractérisation et sur notre modèle numérique. Or, puisque notre super-élément a été généré avec des raideurs statiques de shim issues de notre modélisation numérique, et afin de représenter la viscoélasticité avec les mêmes propriétés de rigidification en fréquence et de déphasage identifiées par les travaux de F. Renaud, il a été nécessaire de recalculer ces paramètres du modèle de Maxwell généralisé. Pour cela, on a appliqué un coefficient multiplicatif aux paramètres qui correspond au ratio entre la raideur statique mesurée numériquement sur notre modèle de shim et celle identifiée expérimentalement par F. Renaud. Les courbes présentées à la figure 4.18 représentent ainsi les modèles utilisés pour le shim intérieur et extérieur de notre super-élément. On a également divisé ces paramètres par le nombre de nœuds qui composent l'interface réduit pour chaque shim ; c'est pourquoi le module tracé est plus élevé pour le shim intérieur que le shim extérieur car l'interface réduite correspondante comporte plus d'éléments viscoélastiques malgré une raideur statique globale identifiée plus élevée. Il est bon de noter ici que la démarche de "recalage" précédemment énoncée

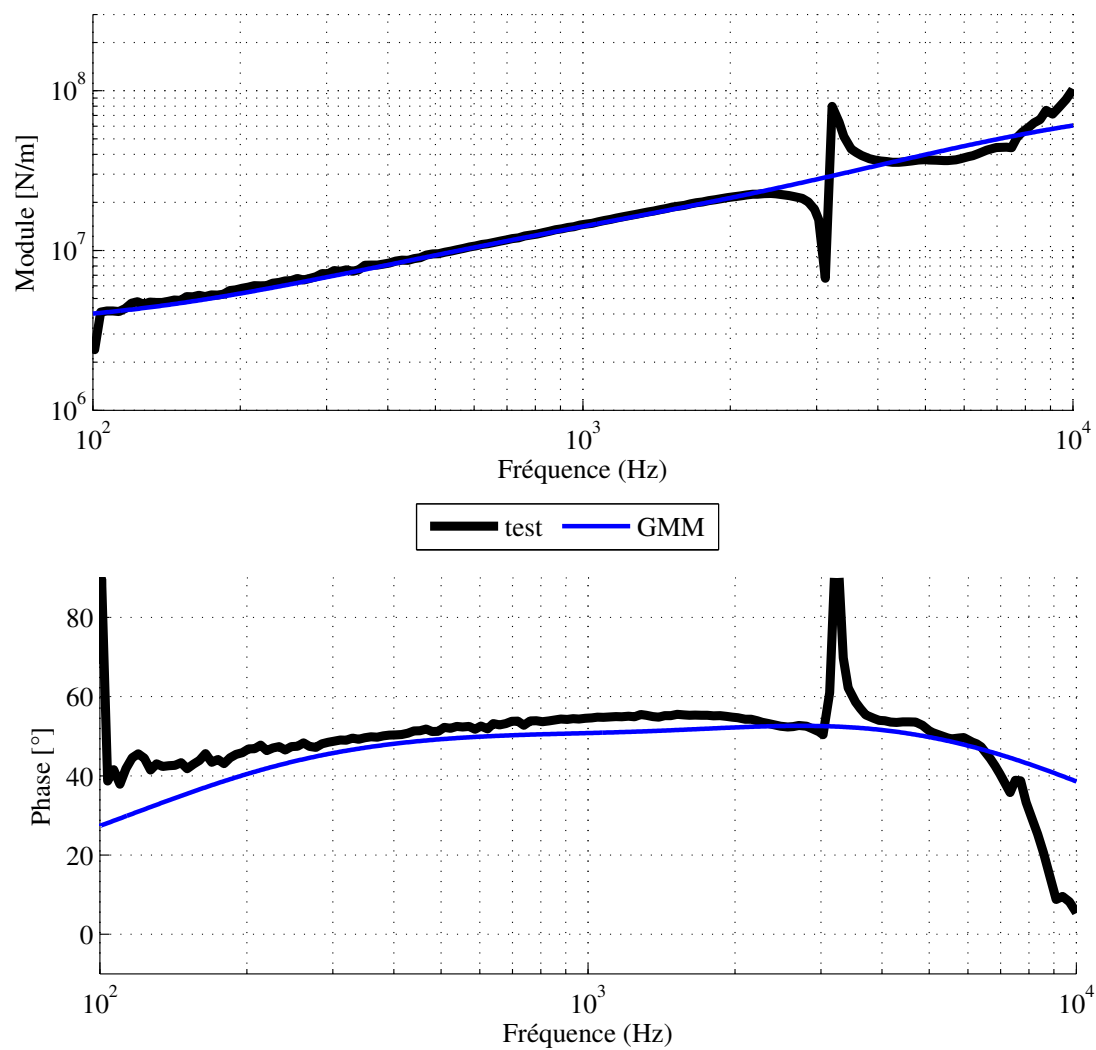


FIGURE 4.17 – Courbes de module et de phase du modèle de Maxwell représentant la viscoélasticité du shim en cisaillement.(résultats issus des travaux de Renaud et al. [RDCC13])

n'a que pour objectif de permettre l'introduction du caractère viscoélastique dans notre modèle tout en nous permettant de faire des comparaisons par rapport à nos modèles à interfaces réduites précédents (Section 4.5) et ainsi juger de l'impact du caractère viscoélastique. Par conséquent, nous ne recherchons pas à explorer la validité physique des courbes recalées et nouveaux paramètres estimés.

On montre aisément la conservation de la phase quel que soit le modèle recalé (intérieur ou extérieur) considéré. En effet, si on note K_0^R la raideur statique issue des travaux de Renaud et al. et K_i^R et C_i^R les couples ressorts/amortisseurs associés, soit K_0^{num} notre raideur statique numérique, les couples ressorts/amortisseurs associés notés K_i^{num} et C_i^{num} ont été recalés de telle sorte que :

$$K_i^{num} = \alpha K_i^R \quad (4.11)$$

et

$$C_i^{num} = \alpha C_i^R \quad (4.12)$$

avec $\alpha = \frac{K_0^{num}}{K_0^R}$

Le module de notre modèle recalé s'exprime donc de la manière suivante :

$$Z_{num} = K_0^{num} + \sum_{i=1}^n \frac{j\omega K_i^{num} C_i^{num}}{K_i^{num} + j\omega C_i^{num}} \quad (4.13)$$

En l'exprimant en fonction des paramètres identifiés par F. Renaud on a alors :

$$Z_{num} = \alpha K_0^R + \alpha \sum_{i=1}^n \frac{j\omega K_i^R C_i^R}{K_i^R + j\omega C_i^R} \quad (4.14)$$

Soit :

$$Z_{num} = \alpha Z_R \quad (4.15)$$

avec Z_R le module du modèle de Maxwell généralisé identifié par Renaud.

D'après la formule de la phase, on a pour notre modèle de Maxwell généralisé recalé :

$$\Phi(Z_{num}) = \text{Arctan} \left(\frac{\text{Im}(\alpha Z_R)}{\text{Re}(\alpha Z_R)} \right) \quad (4.16)$$

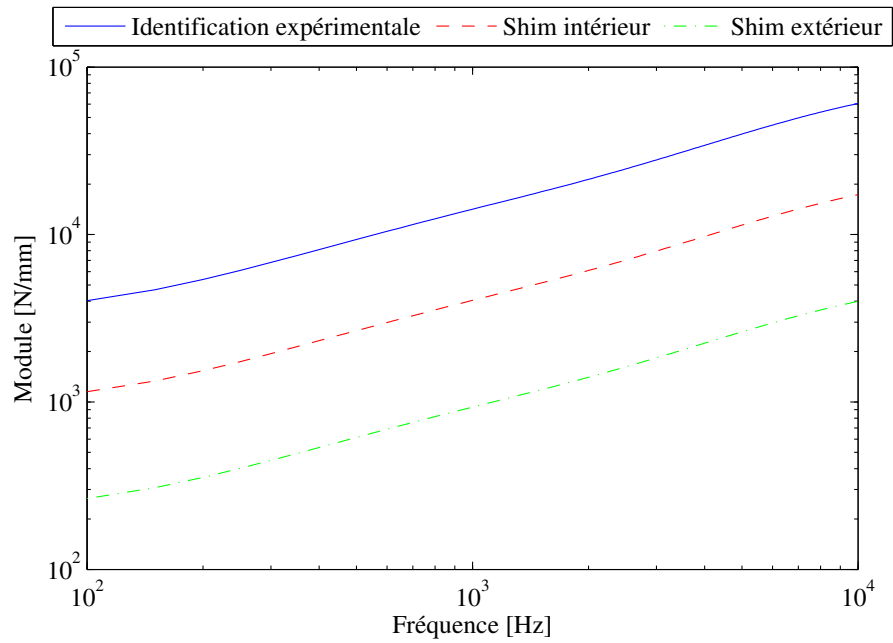
soit :

$$\Phi(Z_{num}) = \text{Arctan} \left(\frac{\alpha \text{Im}(Z_R)}{\alpha \text{Re}(Z_R)} \right) \quad (4.17)$$

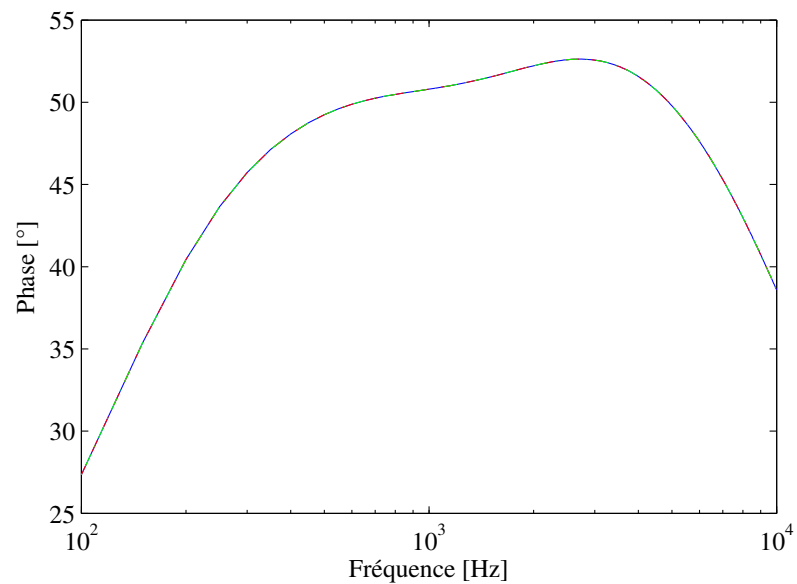
D'où on déduit l'égalité des phases entre le modèle de Renaud et notre modèle de Maxwell recalé quel que soit le coefficient α réel choisi.

4.6.2 Analyse de stabilité sur un super-élément viscoélastique

On réalise maintenant un calcul de stabilité à l'aide du super-élément généré précédemment en prenant en compte la viscoélasticité en cisaillement des shims dans nos calculs. Les modes propres complexes sont calculés pour le super-élément généré à $\mu = 0.5$ sur la base du modèle Abaqus aux interfaces réduites en résolvant le système explicité à l'équation 4.10. Les résultats obtenus sont présentés à la figure 4.19.



(a)



(b)

FIGURE 4.18 – Courbes de comportement viscoélastique, module (a) et phase (b), recalées par rapport aux raideurs statiques identifiées au numérique.

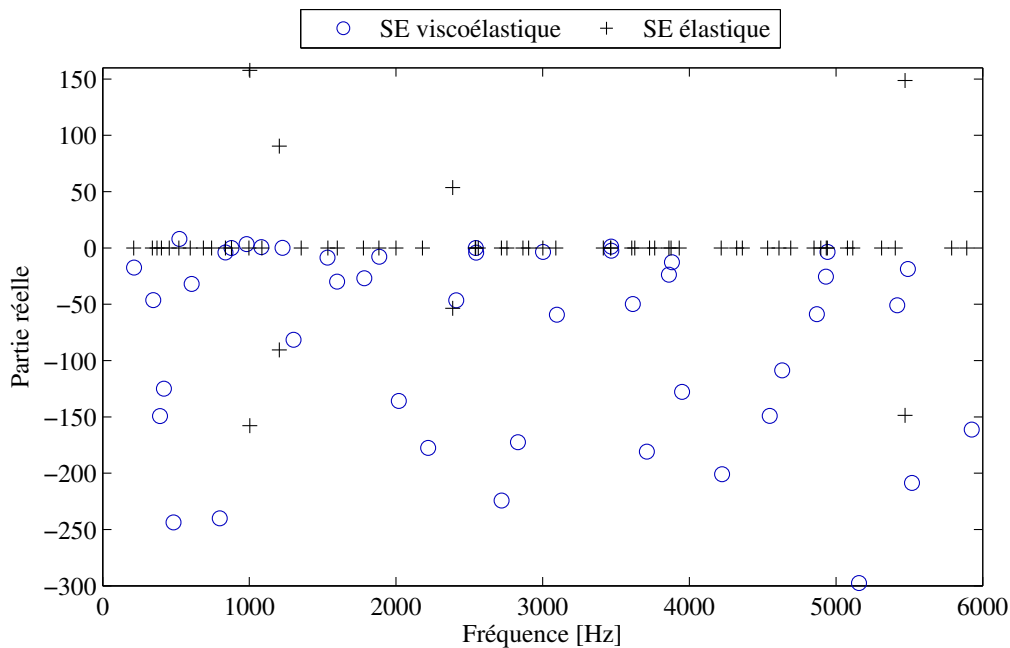


FIGURE 4.19 – Modes propres complexes à $\mu = 0.5$ sur la base du super-élément en modélisant la viscoélasticité des shims en cisaillement.

Fréquence [Hz]	Partie réelle
522	8
1082	0.76
3464	3

TABEAU 4.7 – Fréquences instables des nouvelles instabilités générées pour le super-élément avec prise en compte de la viscoélasticité du shim en cisaillement.

Les résultats en stabilité diffèrent grandement une fois le comportement viscoélastique pris en compte. Les seules instabilités qui sont semblables à celles du modèle avec une représentation des shims purement élastiques sont celles à 1kHz et 5.4kHz. Cependant la valeur de leur partie réelle est passée de 157 (respectivement 148) à 3 (respectivement 28). Les autres instabilités à 1.1kHz et 2.4kHz ont disparu, leur partie réelle est désormais nulle ou négative. On note cependant trois nouvelles fréquences propres à partie réelle légèrement positive qui sont recensées dans le tableau 4.7.

Au vu de ces premiers résultats, on peut affirmer que le comportement viscoélastique des shims a une forte influence sur la stabilité du système et qu'il apparaît très difficile de prédire les résultats obtenus sans effectuer de calcul de stabilité.

Étude paramétrique vis-à-vis des paramètres viscoélastiques

On fait maintenant varier les propriétés viscoélastiques du shim pour aller d'un comportement élastique pur jusqu'au modèle viscoélastique présenté précédemment. Cela permettra de suivre l'évolution de chacun des modes propres du système et de mieux comprendre la disparition ou l'apparition de certaines instabilités constatées précédemment. Ce "balayage" en viscoélasticité aura également pour objectif de nous permettre

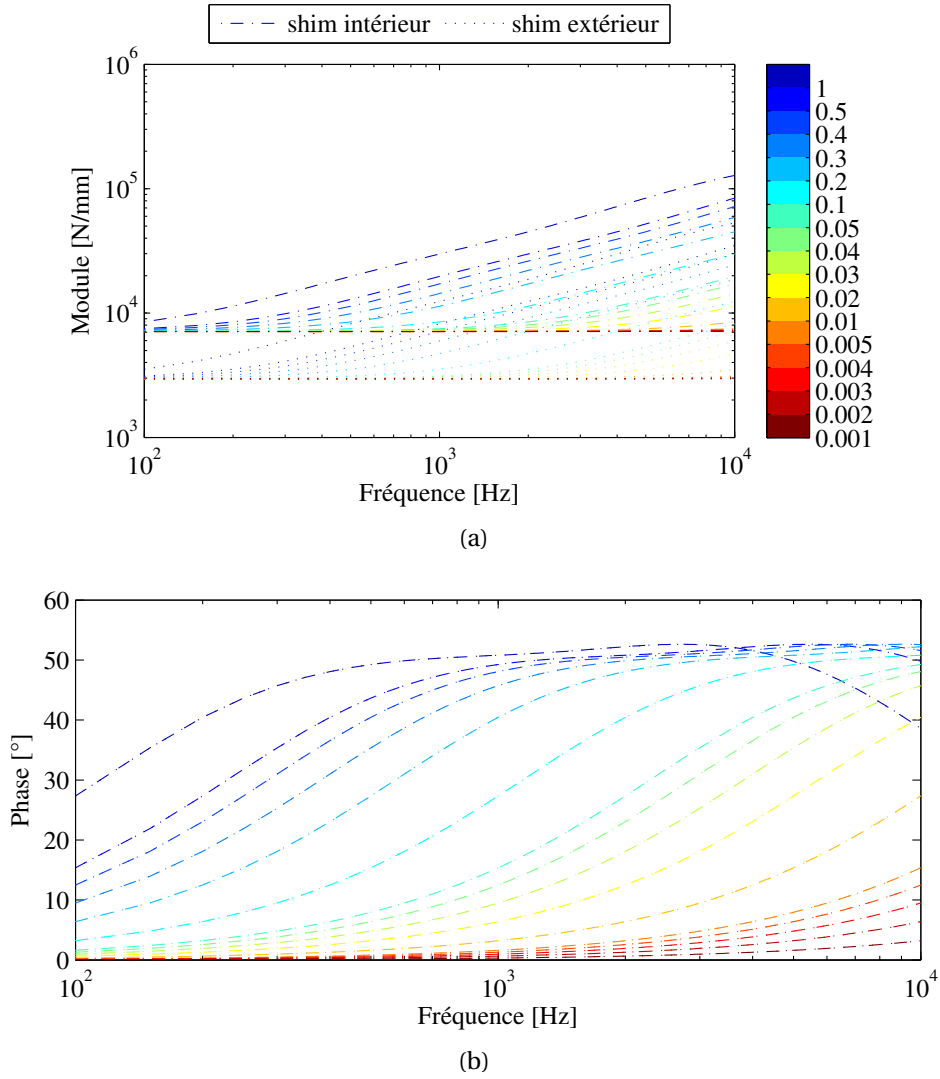


FIGURE 4.20 – Évolution du module (a) et de la phase (b) des shims intérieurs et extérieurs d'un comportement élastique jusqu'à viscoélastique.

d'avoir une vision plus globale de l'évolution de la notion de stabilité vis-à-vis des paramètres viscoélastiques, ce qui nous semble primordial dans le cadre de notre étude aux vues des hypothèses de choix de ces paramètres et des physiques associées discutées à la section précédente (Section 4.6.1). Pour cela, on applique un coefficient multiplicatif aux paramètres K_i et C_i de nos modèles de Maxwell généralisés qui varie d'une valeur presque nulle (élastique pur) à une valeur de 1 (viscoélasticité caractérisée expérimentalement et recalée sur nos raideurs statiques de shims identifiées numériquement). L'évolution du comportement matériau au fil du balayage de ce coefficient multiplicatif est représenté à la figure 4.20.

On constate bien un module constant égal à la valeur de la raideur statique et une phase nulle quand notre coefficient de balayage est proche de zéro. Puis, au fil de l'augmentation du coefficient multiplicatif, la pente de la courbe de module se raidit pour se confondre avec celle du modèle recalé. De même, la phase croît et s'étend sur toute la plage fréquentielle avec l'évolution vers la valeur de 1 de notre coefficient multiplicatif.

Un calcul des modes propres viscoélastiques est ensuite réalisé pour chaque pas de

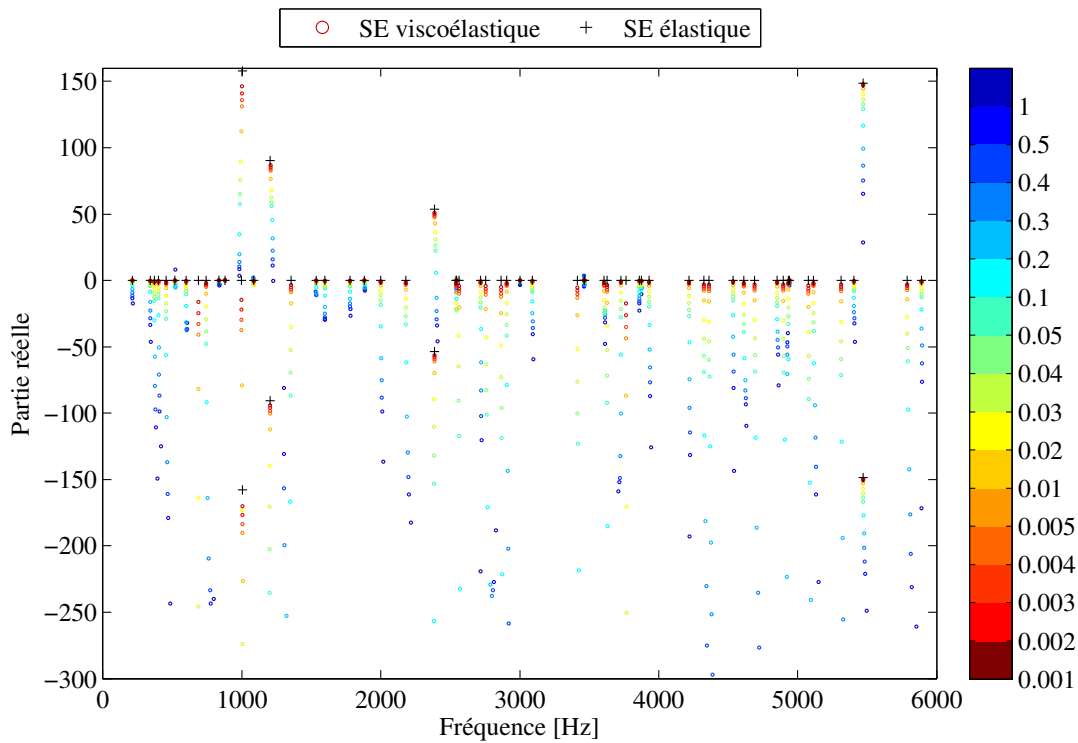


FIGURE 4.21 – Analyse de stabilité en balayant la viscoélasticité des shims

notre balayage en viscoélasticité. Le résultat global est présenté à la figure 4.21 et superposé avec le résultat du super-élément assemblé sans viscoélasticité.

Pour un coefficient multiplicatif proche de zéro et un comportement presque élastique, on s'approche des résultats obtenus avec le super-élément purement élastique. On constate également que plus le comportement devient viscoélastique et plus les 4 principales instabilités de notre système sont amorties. Comme cela est illustré sur la figure 4.22, les instabilités à 1.1kHz et 2.4kHz disparaissent complètement avec la viscoélasticité, leur partie réelle devient nulle. Pour les instabilités à 1kHz et 5.4kHz, même si elles ne disparaissent pas complètement, les parties réelles positives associées sont très fortement réduites au fil de notre balayage. L'évolution associée des fréquences est très différente en fonction de l'instabilité considérée. Si cette fréquence a tendance à croître de manière monotone pour les instabilités à 1.1kHz et 2.4kHz comme l'illustrent les figures 4.22(a) et 4.22(b), elle peut également décroître de manière tout aussi monotone pour l'instabilité à 2.4kHz (figure 4.22(c)) ou encore osciller comme pour la dernière instabilité à 5.4kHz (figure 4.22(d)).

On observe également une déstabilisation par viscoélasticité pour trois nouvelles fréquences sur la plage considérée, comme indiqué en figure 4.22. Si l'ajout de viscoélasticité semble d'abord stabiliser le mode à 520Hz, on constate sur la figure 4.23(a) qu'elle fini par le déstabiliser. Pour la nouvelle instabilité à 1kHz, l'ajout de viscoélasticité semble faire osciller la partie réelle du mode associé comme l'illustre la figure 4.23(b). Comme l'illustre la figure 4.23(c), la partie réelle du mode à 3.4kHz croît avec l'évolution de la viscoélasticité jusqu'à devenir positive. Dans tous les cas, cette partie réelle finale reste faible en n'excédant jamais la valeur de 8. De plus, si pour les instabilités à 520Hz et 3.4kHz notre balayage en viscoélasticité fait croître de manière monotone la fréquences de ces modes,

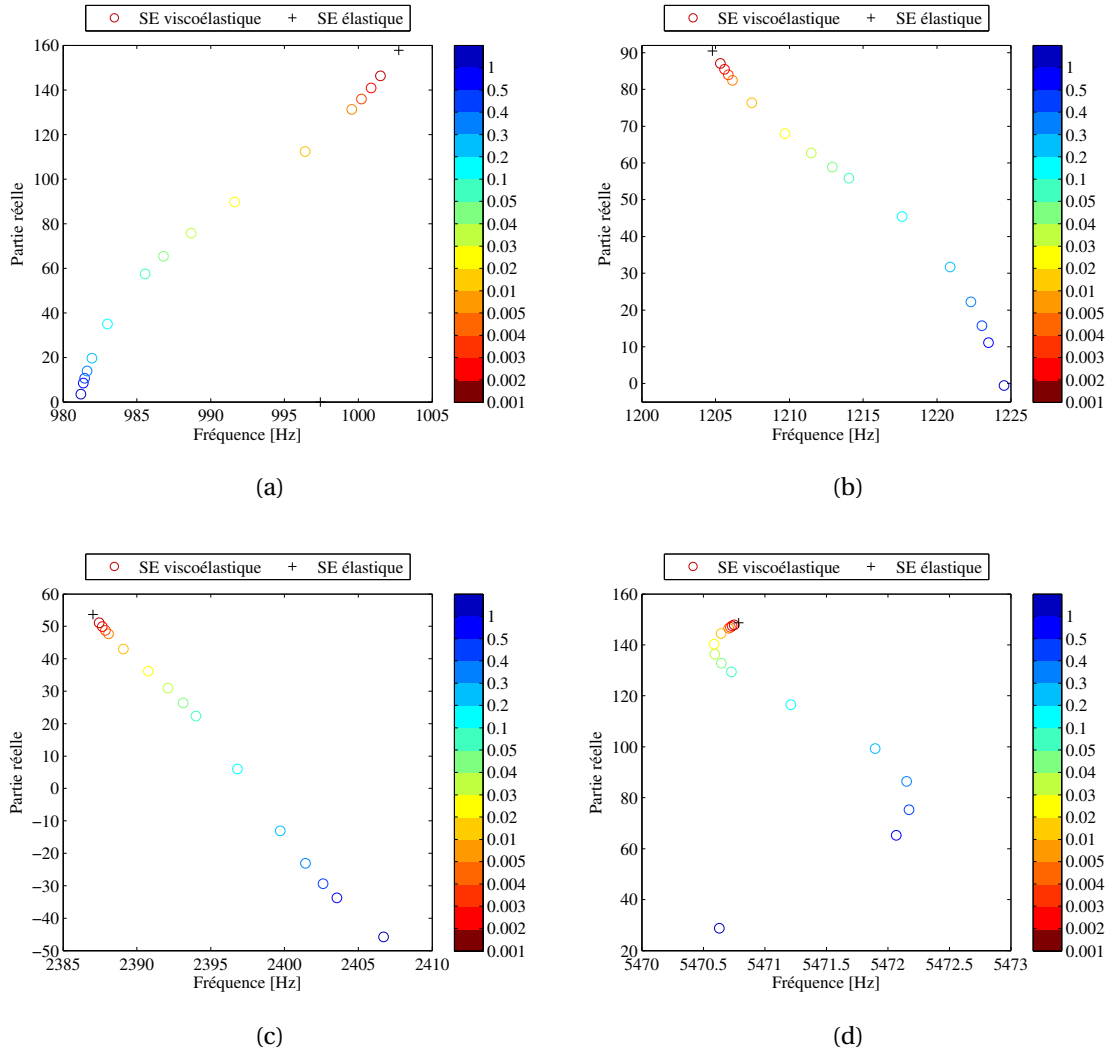


FIGURE 4.22 – Évolution de la fréquence et de la partie réelle des quatre principales instabilités du système en fonction du niveau de viscoélasticité du shim. 1kHz (a), 1.1kHz (b), 2.4kHz (c) et 5.4kHz (d)

c'est le cas inverse qui se produit pour la nouvelle instabilité à 1kHz.

La viscoélasticité a finalement un impact fort sur la stabilité du système. Cette influence liée à la rigidification et l'amortissement apportés par la viscoélasticité est variable en fonction de la manière dont le mode considéré sollicite ou pas le shim. La modélisation de ce type de comportement fait disparaître certaines instabilités qui étaient précédemment prédites avec un modèle purement élastique. À l'inverse, elle peut également déstabiliser certains modes estimés comme stables avec une modélisation élastique des matériaux du système.

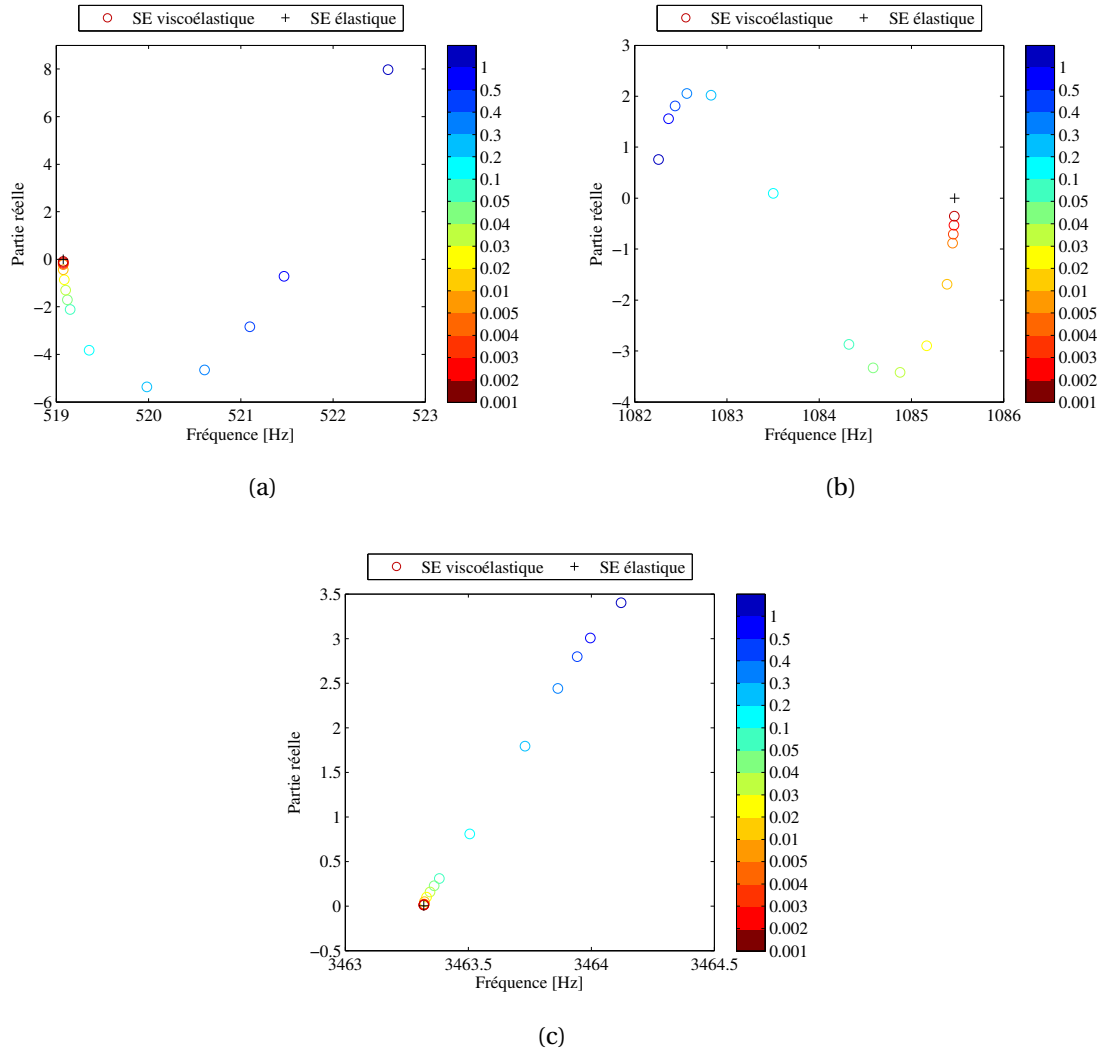


FIGURE 4.23 – Déstabilisation par viscoélasticité

4.7 Conclusions

Ce chapitre a permis d'illustrer plusieurs méthodes plus ou moins complexes permettant de prendre en compte soit uniquement la présence d'un shim et de la modification de la géométrie amenée sur le système (modélisation 3D du shim à comportement élastique), soit un modèle de shim avec un comportement viscoélastique dans les calculs de stabilité sur notre système industriel. Dans le cadre de la construction du modèle de shim à comportement viscoélastique, nous avons proposé le développement et l'utilisation d'une interface de contact réduite avec raideur statique équivalente permettant de générer un super-élément pour lequel un modèle de Maxwell généralisé peut être implémenté afin de retraduire le caractère viscoélastique du shim. Il a été montré sur un modèle (non recalé) de viscoélasticité que ce comportement avait un fort effet stabilisant sur les principales instabilités générées dans notre cas d'étude de frein automobile. Pour autant, l'ensemble des résultats démontre que l'ajout de shims sur un système de freinage peut également amener à l'apparition de nouvelles instabilités et que la prédiction de l'effet des shims sans calcul préalable demeure délicat. On pourra, par la suite, inclure cette méthode dans les calculs métier et ainsi, à l'aide d'un modèle de viscoélas-

ticité recalé, estimer l'impact des shims sur la stabilité du système avant toute campagne d'essai physique. Pour finir, il est bon de rappeler que dans le cadre de ces travaux de thèse, nous nous sommes intéressés uniquement aux calculs de stabilité (notion d'apparition et d'occurrence de crissement) et que l'étude des vibrations non-linéaires amenées à l'apparition de ces instabilités reste un problème ouvert.

4.8 Références

- [CRRM08] D.A. Castello, F.A. Rochinha, N. Roitman, and C. Magluta. Constitutive parameter estimation of a viscoelastic model with internal variables. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 22(8) :1840–1857, 2008. [83](#)
- [FSDJa] G. Fritz, J.-J. Sinou, J.-M. Duffal, and L. Jézéquel. Effects of damping on brake squeal coalescence patterns - application on a finite element model. *Mechanics Research Communications*, 34(2) :181–190. [83](#)
- [FSDJb] G. Fritz, J.-J. Sinou, J.-M. Duffal, and L. Jézéquel. Investigation of the relationship between damping and mode-coupling patterns in case of brake squeal. *Journal of Sound and Vibration*, 307(3) :591–609. [83](#)
- [HKL05] A. Huynh Kim Long. *Analysis of elastomer's dynamic behaviour : modeling and identification*. Theses, Ecole des Ponts ParisTech, January 2005. [85](#)
- [Jra14] H. Jrad. *Study of the nonlinear dynamic behavior of viscoelastic components : Characterization, modeling and identification*. Theses, Ecole Centrale Paris, January 2014. [85](#)
- [MBS] M. Monteil, S. Besset, and J.-J. Sinou. Efficient modal reduction methods for frictional contact systems - application to disk brake squeal. In *XIX Symposium Vibrations Shocks and Noise*. [99](#)
- [RDCC13] F. Renaud, J.-L. Dion, G. Chevallier, and J.-Y. Choley. Shear stiffness measurement against frequency of viscoelastic materials. In *Surveillance 7*. Institute of Technology of Chartres, 2013. [101](#), [102](#)
- [Ren11] F. Renaud. *Étude de l'incidence des comportements dissipatifs dans les instabilités vibratoires des systèmes de freinage*. Theses, Ecole Centrale de Paris, February 2011. [86](#)
- [Saa03] P. Saad. *Modélisation et identification du comportement non linéaire des cales en caoutchouc*. Theses, Ecole Centrale de Lyon, February 2003. [85](#)
- [SF07] S. Sorrentino and A. Fasana. Finite element analysis of vibrating linear systems with fractional derivative viscoelastic models. *Journal of Sound and Vibration*, 299(4-5) :839–853, February 2007. [83](#)
- [SJ07] J.-J. Sinou and L. Jézéquel. Mode coupling instability in friction-induced vibrations and its dependency on system parameters including damping. *European Journal of Mechanics - A/Solids European Journal of Mechanics - A/Solids*, 26(1) :106–122, 2007. [83](#)
- [ZR07] J. Zhang and C. M. Richards. Parameter identification of analytical and experimental rubber isolators represented by maxwell models. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21(7) :2814–2832, October 2007. [100](#)

Chapitre 5

Sensibilité des modèles numériques sur les résultats en stabilité

Sommaire

5.1 Introduction	114
5.2 Sensibilité au calage des plaquettes	114
5.2.1 Impact sur les fréquences	115
5.2.2 Impact sur les parties réelles	117
5.2.3 Impact par instabilité	117
5.3 Sensibilité à la formulation du contact	121
5.4 Sensibilité matérielle aux paramètres du shim	126
5.5 Conclusions	131
5.6 Références	132

5.1 Introduction

Les résultats numériques présentés jusqu'ici ont été obtenus sur la base de modèles totalement déterministes, pour lesquels des hypothèses de modélisation fortes ont été faites. Or, par définition, un modèle est une représentation imparfaite de la réalité qu'il décrit, et un certain niveau d'écart peut parfois être mesuré si on le compare avec des essais sur le système physique qu'il représente. L'objectif de cette thèse n'est cependant pas de recalculer parfaitement notre modèle avec un quelconque résultat d'essai, chose qui n'était déjà pas le cas pour les modèles qui ont servi de base à nos travaux. Cela dit, il est intéressant de pouvoir identifier la sensibilité de nos modèles ou encore les choix de modélisation ayant un fort impact sur les résultats obtenus afin de pouvoir relativiser leur prédictivité. On peut citer, pour le cas des systèmes de freinage, un certain nombre de paramètres qui sont en réalité sujets à une certaine dispersion comme par exemple les propriétés matérielles du matériau de friction de la garniture [HKB06], le module d'Young des différents composants (disque, boîtier) [NGBS15], la topologie de la surface de contact [She04], la pression de freinage [LY15], l'évolution de l'interface de contact [THM⁺14] ou encore le tolérancement géométrique des pièces du système. Concernant notre modélisation, un certain nombre de choix ont été faits notamment sur les conditions aux limites ou encore les propriétés matérielles. Ainsi, le dernier chapitre de ce manuscrit traitera de la sensibilité des résultats en stabilité vis à vis de différents paramètres de notre modèle numérique. Cela permettra de mettre en perspective l'intérêt de notre méthode déterministe de réduction de modèle présentée dans ce manuscrit. Dans un premier temps, on montrera que les résultats du calcul de stabilité sont très sensibles aux conditions de contact des interfaces permettant le calage des plaquettes dans l'étrier. Ensuite, on évoquera une sensibilité des résultats à la formulation du contact avec les shims et donc à la raideur de l'interface associé. Enfin, l'influence de la variabilité des propriétés matérielles du shim sur les résultats de stabilité sera illustrée dans la dernière partie de ce chapitre.

5.2 Sensibilité au calage des plaquettes

Les plaquettes sont calées dans l'étrier et entrent en contact avec les différentes pièces du système au travers d'un certain nombre d'interfaces de contact. On peut recenser un total de 9 interfaces dans le modèle numérique du système de freinage utilisé pour ces travaux (comme illustré en figure 5.1 et dans le tableau 5.1). La plaquette est placée dans l'étrier avec une certaine liberté de mouvement et il semble réaliste d'imaginer que l'état de contact de chacune de ces interfaces puisse varier en fonction du positionnement de la plaquette au cours de la vie du système de freinage. De plus, la linéarisation de l'équilibre statique, qui est réalisée avant le calcul des modes complexes, n'est pas la même que le contact soit en état frottant ou glissant.

Pour chacun de ces 9 interfaces de contact on a donc considéré deux états possibles :

- contact parfaitement glissant ($\mu = 0$),
- contact frottant ($\mu = 0.15$).

Il a été choisi dans cette étude de prendre en compte toutes les combinaisons possibles pour chacun de ces contacts qu'il soit frottant ou glissant. À raison de 9 paramètres à deux états, cela représente un total de 512 configurations. Il a été intéressant dans nos travaux de mener une étude de sensibilité des résultats en stabilité vis à vis de ces différentes configurations de contact. Cette étude a été menée sur le modèle Abaqus de référence non réduit décrit précédemment dans ce manuscrit (chapitre 3). Le calcul des

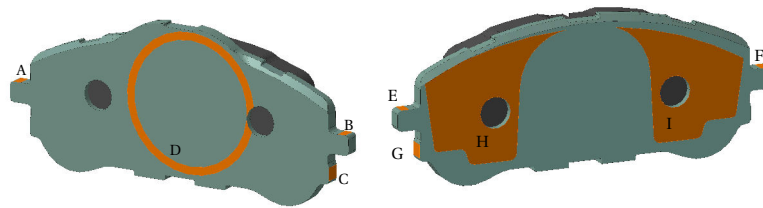


FIGURE 5.1 – Interfaces de contact de calage des plaquettes intérieur (à g.) et extérieur (à dr.)

Lettre de l'interface	Type de contact	Paramètre
C	Reprise de couple intérieure	RCI
G	Reprise de couple extérieure	RCE
A	Contact radial haut intérieur	RHI
F	Contact radial haut extérieur	RHE
B	Contact radial bas intérieur	RBI
E	Contact radial bas extérieur	RHBE
D	Piston/plaquette	PP
I	Doigt haut/plaquette	DH
H	Doigt bas/plaquette	DB

TABLEAU 5.1 – Paramètres associés aux contacts

modes complexes autour de l'équilibre statique non-linéaire est réalisé pour chacune de ces configurations, pour un coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes de $\mu = 0.7$.

Pour une meilleure compréhension des résultats, on nomme le paramètre de chaque interface en fonction du contact associé. Cette dénomination est résumée dans le tableau 5.1 en accord avec la figure 5.1.

5.2.1 Impact sur les fréquences

Comme on peut le constater sur la figure 5.2, on obtient suite à cette étude de sensibilité un vaste nuage de points représentant l'apparition d'instabilités sur nos 512 configurations.

Il est difficile de faire ressortir, comme pour les cas précédents, les principales instabilités à 1.9kHz, 3.8kHz et 4.9kHz. De plus, une grande quantité de « nouvelles instabilités » sont mises en évidence avec ces 512 configurations. Si la dispersion reste assez faible pour la première instabilité à 1.9kHz (écart-type de 31Hz pour une moyenne à 1885Hz), cela n'est pas le cas quand on analyse des instabilités pour des fréquences plus élevées. À partir de 2kHz, on constate un nuage continu de fréquences instables qui s'étend jusqu'à 12kHz. Le calcul de la distribution des fréquences confirme bien cette importante dispersion comme l'illustre la figure 5.3.

Il est intéressant également de comparer les deux cas suivants :

- le cas où toutes les interfaces sont dans un état frottant,
- le cas où toutes les interfaces sont dans un état glissant.

On constate, comme le résume le tableau 5.2, que les instabilités prédites par ces deux modèles, même si elles sont en nombre identique de 6 sur la plage 0-6kHz, sont extrê-

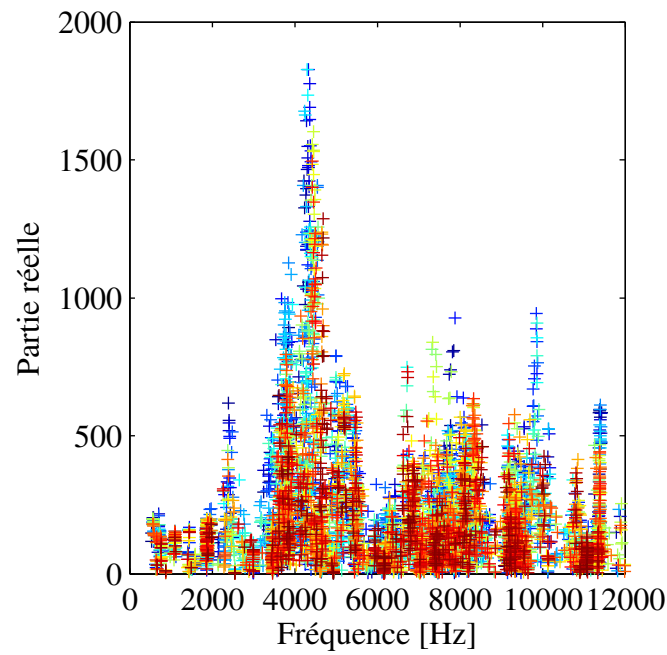


FIGURE 5.2 – Dispersion des résultats du calcul de stabilité en fonction de la configuration de contact des interfaces de calage des plaquettes

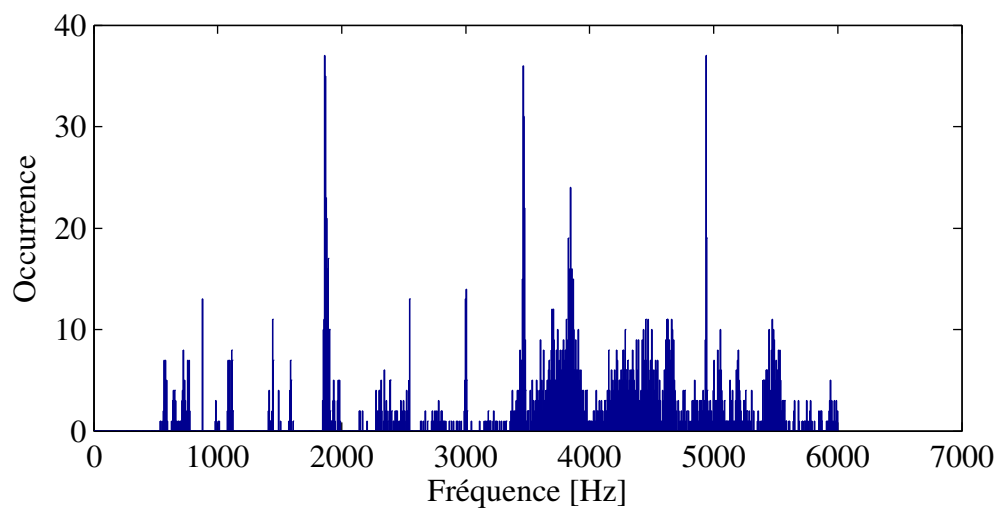


FIGURE 5.3 – Distribution des fréquences instables sur la plage 0-6kHz, découpage par pas de 5Hz

Cas frottant	Cas glissant
1985.6Hz	541.88Hz
3686.3Hz	1574.3Hz
3844.8Hz	3409Hz
4711.8Hz	3536.2Hz
4943.1Hz	4152.2Hz
5944.3Hz	5476.6Hz

TABLEAU 5.2 – Principales fréquences instables pour les configurations extrêmes de contact

Instabilité	F_{min} (Hz)	F_{max} (Hz)
1	1070	1140
2	1400	1470
3	1550	1650
4	1800	2000
5	2970	3020
6	3385	3515
7	3775	3960
8	4580	4705
9	4920	4965
10	5400	5595

TABLEAU 5.3 – Plage de fréquences instables

mement différentes en termes de fréquences. On constate également que les déformées associées le sont tout autant comme illustré à la figure 5.4.

5.2.2 Impact sur les parties réelles

Comme pour les fréquences, on observe sur la figure 5.2 une très forte dispersion de la valeur des parties réelles des instabilités. Ces valeurs sont comprises entre 1 et 1828. La valeur moyenne de ces parties réelles est de 282 avec cependant un écart-type très élevé d'une valeur de 302. On constate notamment une très forte dispersion de ces valeurs de partie réelle pour les fréquences instables aux alentours de 4200Hz comme illustré en figure 5.2. Ces parties réelles peuvent atteindre des valeurs maximales d'environ 1800 alors que sur le modèle de référence aucune instabilité n'était mise en évidence à cette fréquence. La distribution de ces parties réelles, pour les instabilités sur la plage 0-6kHz, est principalement centrée vers des basses valeurs, comme l'illustre la figure 5.5.

5.2.3 Impact par instabilité

Malgré ce nuage de points très dispersés en fréquence et en partie réelle, on peut néanmoins réaliser un découpage par plage d'instabilité au vu de la propension en fréquences. On a ainsi défini 10 plages des fréquences correspondant à des potentielles instabilités. Ces plages sont recensées dans le tableau 5.3.

Pour chacune de ces plages de fréquences instables, on a analysé s'il y avait une configuration privilégiée de contact qui faisait ressortir ces instabilités. Les proportions entre frottement et glissement ont été calculées de manière relative à l'occurrence totale sur la

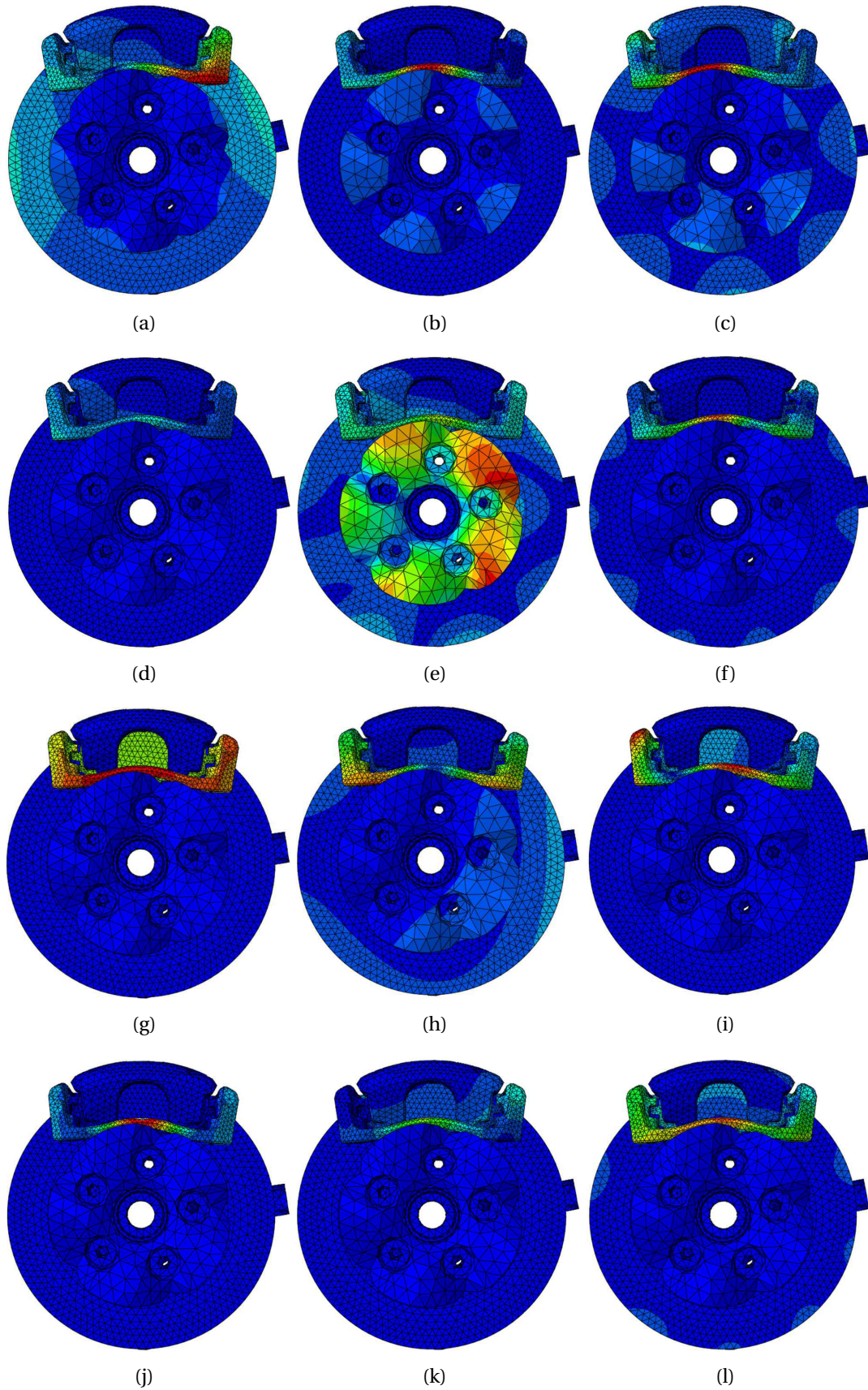


FIGURE 5.4 – Déformées modales des principales instabilités présentées au tableau 5.2 pour le cas frottant (a, b, c, d, e, f) et le cas glissant (g, h, i, j, k, l)

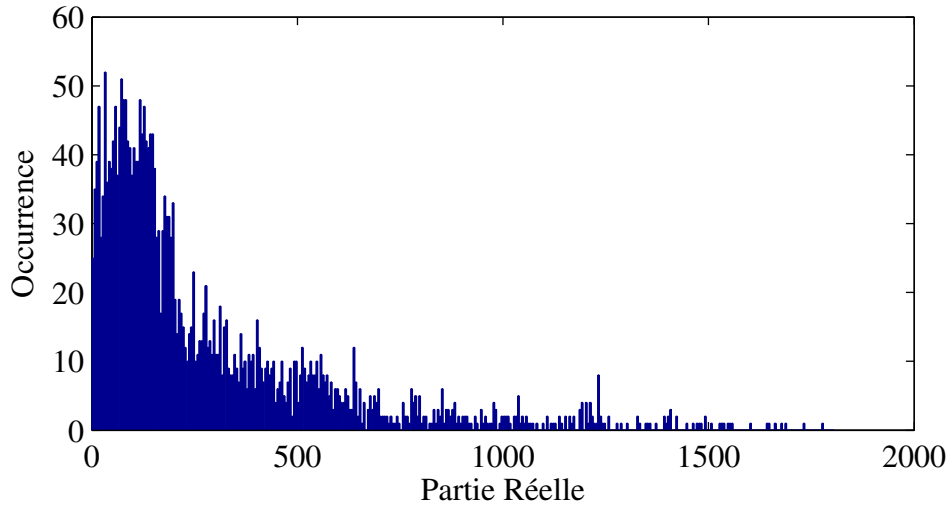


FIGURE 5.5 – Occurrences des parties réelles des instabilités sur la plage 0-6kHz, découpage par pas de 5

plage de fréquences considérée pour chacune des interfaces. Les résultats sont présentés sur la figure 5.6. La première remarque vient confirmer ce que le résultat global présentait : cette distribution est totalement différente en fonction de l'instabilité considérée. On peut notamment remarquer que les contacts doigts haut comme bas sont dans 100% des cas avec un état glissant pour les instabilités dans la plage 1070-1140Hz. A contrario, ce même contact doigt bas est dans plus de 80% des occurrences avec un état frottant pour faire ressortir les instabilités de la plage 1800-2000Hz. Pour la plage 1400-1470Hz, les instabilités apparaissent en majorité (87% des cas) quand le contact radial haut de la plaquette intérieur est frottant. Les instabilités sur la plage 1550-1650Hz requièrent en majorité un état glissant pour les contacts reprise couple intérieur (100% des cas), radial bas extérieur (100% des cas) et piston plaquette (95% des cas). L'apparition des instabilités sur la plage 2970-3020Hz se fait dans la majeure partie des cas avec un état frottant pour l'interface de reprise de couple extérieure (75%) et le contact doigt bas (73%). Dès lors que l'on considère les instabilités à des fréquences supérieures à 3.3kHz cette distribution entre état frottant ou glissant est assez équivalente pour chacun des interfaces de contact.

Cela nous permet d'établir que si on considère toutes les instabilités sur une plage d'étude donnée il est non seulement difficile de toutes les prédire avec une seule configuration des états de contact, mais de plus que si on cherche à recalcr une fréquence particulière d'une instabilité, qui serait observée aux essais, on peut se retrouver avec plusieurs configurations qui conviennent. Cela nous amènerait à avoir une démarche de conception qui favoriserait l'utilisation de la configuration la plus défavorable numériquement pour dimensionner notre système. Dans une démarche de recalage vis-à-vis de résultats expérimentaux, on est donc à même d'affirmer que le choix de la configuration numérique initiale conditionnera ce recalage.

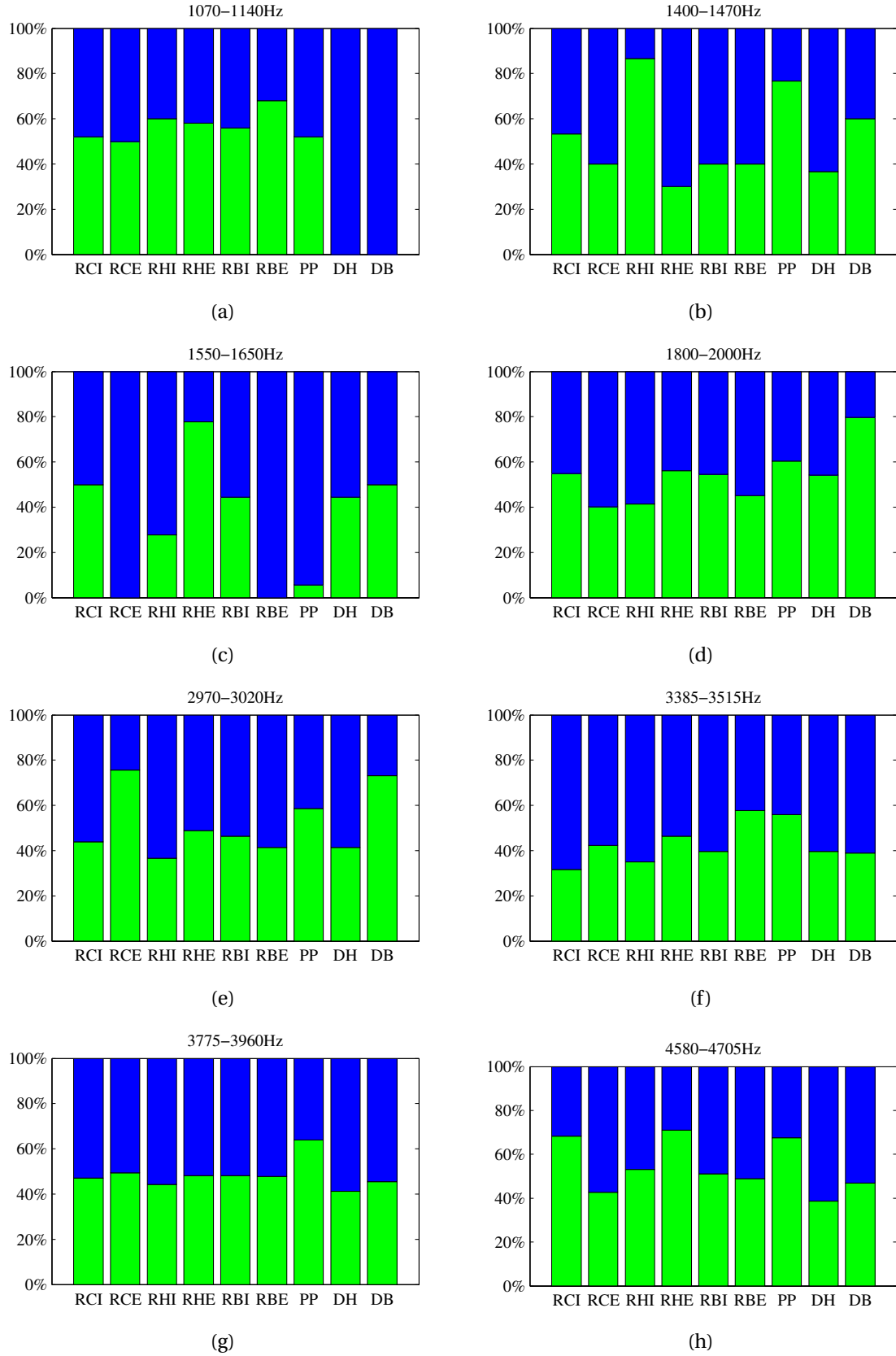


FIGURE 5.6

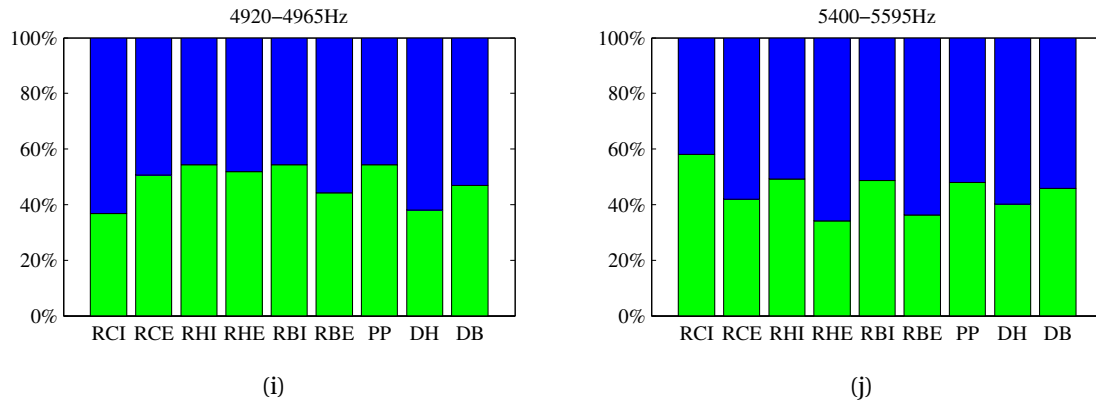


FIGURE 5.6 – Distribution de la configuration de contact par plage de fréquences en accord avec le découpage en fréquence du tableau 5.3 et la dénomination des interfaces du tableau 5.1. La couleur verte (respectivement bleue) correspond à un état frottant (respectivement glissant) de l'interface de contact

On met donc ici en avant l'importance des choix de modélisation pour la validité des calculs numériques de crissement. L'utilisation d'un modèle déterministe est trop réductrice pour pouvoir traiter toutes les instabilités sur une plage de fréquences donnée. Cependant, il faut noter qu'une étude plus fine des systèmes permettant le calage des plaquettes dans l'étrier, appelés sliders, pourrait permettre d'améliorer notre modélisation afin de déterminer si certaines configurations de ces états de contact des différentes interfaces de calage peuvent être discréditées.

5.3 Sensibilité à la formulation du contact

Dans cette partie nous allons nous intéresser à l'impact de la formulation des contacts impliquant les shims.

Le contact défini entre les shims et le reste du système est de type node-to-surface. Pour ce type de contact, chaque nœud de la surface esclave (le shim) interagit avec la face d'un élément de la surface maître en regard (boîtier ou piston). La sensibilité étudiée provient ici de la manière de définir le groupe de nœuds qui sera utilisé pour définir la partie esclave de ce contact. Cette surface peut être définie soit en sélectionnant les facettes des éléments de la surface esclave, soit en sélectionnant directement les nœuds du maillage. D'après la documentation Abaqus [VDRCL12], cela a un impact direct sur la valeur des efforts de contact calculés.

Sur le modèle présenté dans le chapitre précédent, et utilisant une représentation 3D des shims élastiques, les surfaces sont de type element-based. Nous avons généré un second modèle avec une formulation de type node-based des surfaces esclaves de contact pour les interfaces impliquant les shims. Nous avons ensuite réalisé un balayage en coefficient de frottement à l'interface disque/garniture et comparé les résultats de ce modèle nommé node based aux résultats du balayage sur le modèle du chapitre précédent (nommé dans cette section element based). Ces résultats sont présentés à la figure 5.7.

Le changement de formulation ne semble pas avoir d'influence sur l'instabilité à 5.4kHz qui est présente pour nos deux modèles. Les résultats montrent également une forte influence de cette formulation sur l'estimation de l'instabilité à 2.4kHz. En effet, cette instabilité ne ressort pas pour l'analyse de stabilité menée sur les modèle node based. Si

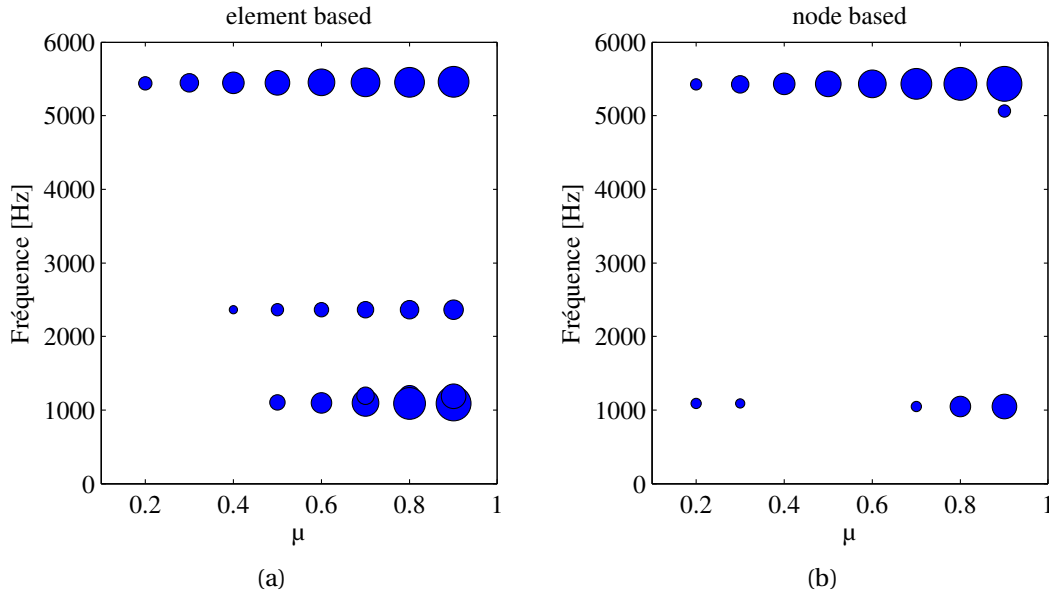


FIGURE 5.7 – Influence de la formulation du contact des shims sur les résultats en stabilité. Surface esclave element based (a) et node based (b)

on suit l'évolution des fréquences dans cette zone, comme illustré à la figure 5.8, on peut remarquer que le point de coalescence semble avoir été décalé vers des valeurs de coefficient de frottement très élevées. De plus, l'écart initial en fréquence entre les deux modes censés se coupler est plus grand pour $\mu = 0.1$ sur le modèle node based. Les fréquences de ces deux modes sont d'ailleurs plus élevées pour le modèle node based sur toute la plage de variation du coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes.

Si on regarde maintenant le couplage sur la plage 900-1200kHz, on constate, pour les deux modèles, le même nombre de modes, numérotés de A à E sur la figure 5.9. Les fréquences de ces 6 modes sont globalement plus élevées pour le modèle element based. Cependant, la modification de la formulation influe directement sur le couplage de ceux-ci. Sur le modèle element based, ce sont les couplages des modes C avec D et E avec F qui amènent l'émergence des instabilités à 1kHz et 1.2kHz. En passant à une formulation node based, on augmente l'écart initial (à $\mu = 0.1$) en fréquence entre les modes E et F ce qui « empêche » désormais tout couplage et donc l'apparition d'une instabilité à 1.2kHz. De plus, on rapproche les fréquences des modes C et D qui viennent se coupler pour de basses valeurs de coefficient de frottement ($\mu = 0.2$ et $\mu = 0.3$) avant de se découpler. Par la suite, ce sont les modes D et B qui amènent l'instabilité à 1kHz (et non les modes C et D comme pour le modèle element based).

On peut alors se poser la question de l'influence de ces différentes formulations sur l'estimation des efforts de contact associés, ce qui influe directement sur les caractéristiques dynamiques du système et donc sur l'estimation des instabilités.

En se basant sur ces deux modèles, nous avons essayé de savoir si cette sensibilité ne se confondait pas dans la sensibilité au calage de la plaquette étudiée précédemment. Pour cela, pour chacun de ces deux modèles node based et element based, nous avons également généré 512 configurations des états de contact pour les interfaces de calage des plaquettes et regardé la dispersion des résultats de calcul des modes complexes, pour un coefficient de frottement à l'interface disque/plaquettes de $\mu = 0.5$. Les dispersions sont représentées sur la figure 5.10. Ces résultats globaux montrent que la sensibilité des résultats de stabilité à la formulation de contact est bien plus faible que celle observée

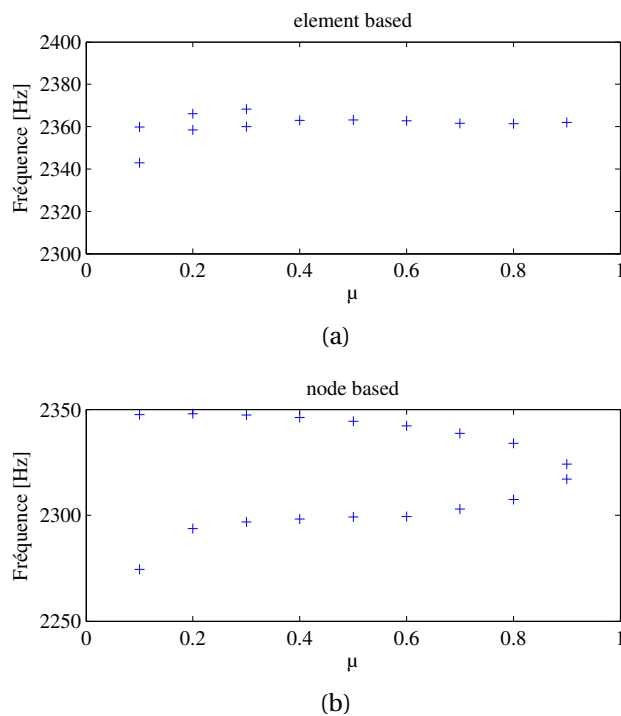


FIGURE 5.8 – Influence de la formulation du contact des shim sur le couplage des modes à 2.4kHz. Surface esclave element based (a) et node based (b)

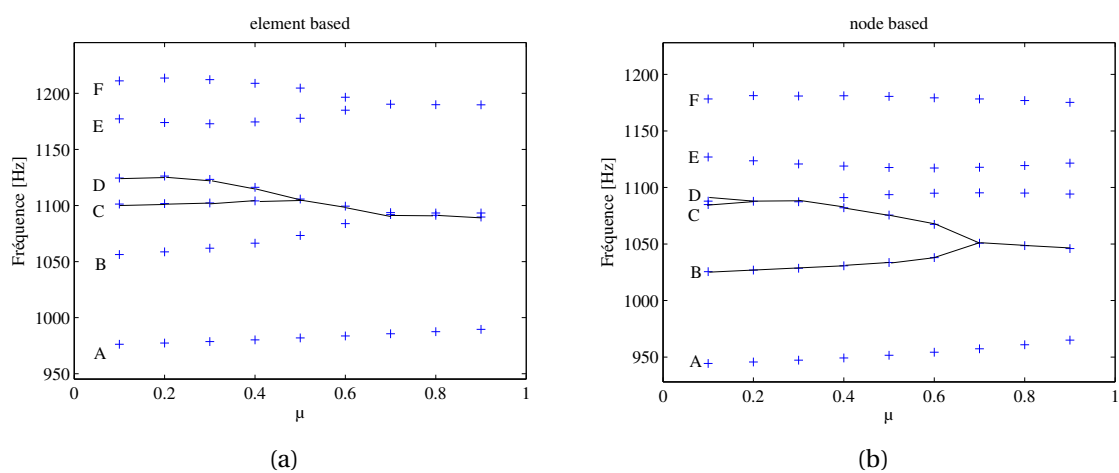


FIGURE 5.9 – Influence de la formulation du contact des shim sur le couplage des modes à 1kHz et 1.2kHz. Surface esclave element based (a) et node based (b)

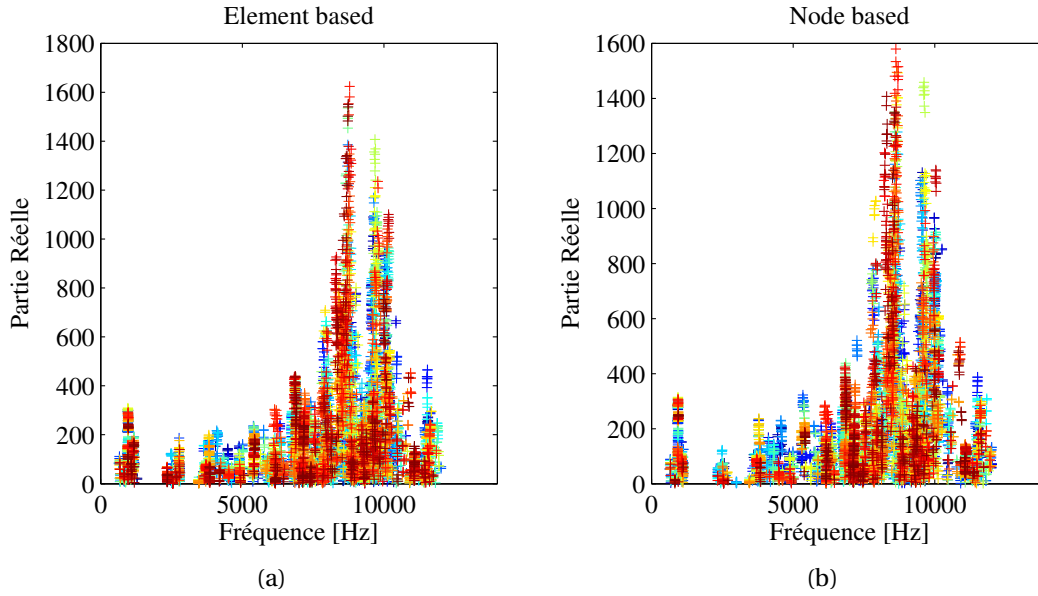


FIGURE 5.10 – Sensibilité à la configuration de contact des plaquettes pour les modèles element based (a) et node based (b)

précédemment vis à vis de la configuration des interfaces de calages des plaquettes. On retrouve ici que ce soit pour le modèle node based ou element based une très forte dispersion en fréquence comme en partie réelle des résultats. On note tout de même que la valeur moyenne des parties réelles de ce nuage de fréquences instables sur la plage 0-6kHz est plus faible pour le modèle element based ($Re_{moy} = 90$) que pour le modèle node based ($Re_{moy} = 95$).

Concernant la dispersion sur l'instabilité à 2.4kHz, pour laquelle les résultats sont détaillés à la figure 5.11, on peut remarquer que si cette instabilité n'apparaissait pas sur le modèle node-based dans une configuration déterministe des états de contact des interfaces de calage des plaquettes, il est cependant possible de la faire apparaître via cette sensibilité. On recense 19 configurations sur les 512 testées pour lesquelles cette instabilité a été prédite au calcul. Concernant le modèle element based, ce sont 63 des 512 configurations testées qui font ressortir une instabilité à 2.4kHz. On peut, de la même manière que dans la section précédente, essayer de faire ressortir une configuration privilégiée pour chacun des 9 interfaces de calage des plaquettes permettant de prédire cette instabilité. Comme illustré en figure 5.12, on constate que dans une grande majorité des cas (environ 85%) les interfaces de reprise de couple intérieur et de contact radial bas intérieur sont dans un état glissant.

En menant la même analyse sur le modèle element based, il est troublant de constater sur les résultats illustrés en figure 5.13 que l'interface de reprise de couple intérieur est maintenant majoritairement dans un état frottant (environ 75%) pour faire ressortir cette instabilité. De même, si pour le modèle node-based on avait presque une parité dans la distribution des états (frottant ou glissant) de l'interface de reprise de couple extérieur pour la prédiction de cette instabilité, les résultats sur le modèle element-based vont exclusivement dans le sens d'un état frottant de cette interface pour faire ressortir l'instabilité à 2.4kHz.

On note globalement que les fréquences des instabilités sont légèrement plus basses pour le modèle node-based, l'ordre de grandeur des parties réelles reste en revanche le même.

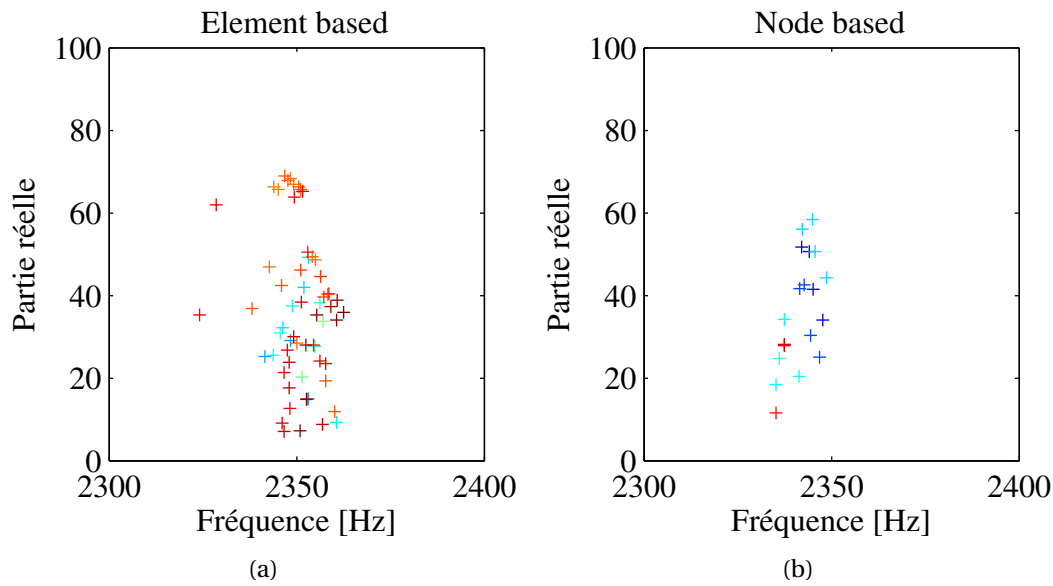


FIGURE 5.11 – Sensibilité de l'instabilité à 2.4kHz en fonction du calage des plaquettes pour le modèle element based (a) et node based (b)

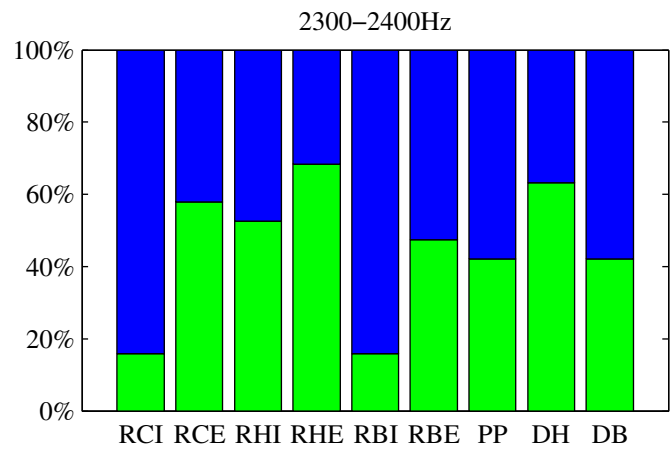


FIGURE 5.12 – Distribution de la configuration de contact pour les occurrences instables à 2.4kHz du modèle node based en accord avec la dénomination des interfaces du tableau 5.1. La couleur verte (respectivement bleue) correspond à un état frottant (respectivement glissant) de l'interface de contact

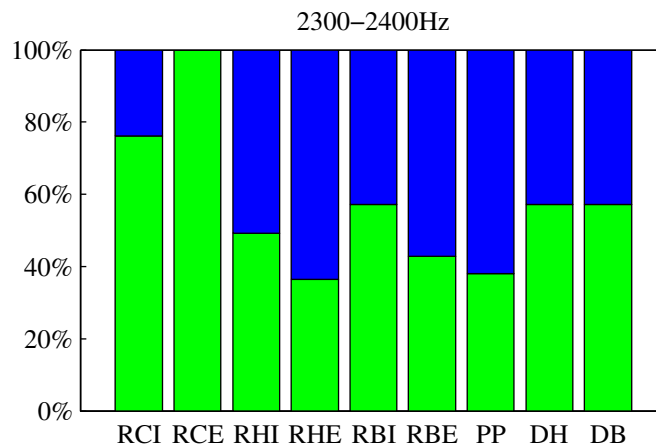


FIGURE 5.13 – Distribution de la configuration de contact pour les occurrences instables à 2.4kHz du modèle element based en accord avec la dénomination des interfaces du tableau 5.1. La couleur verte (respectivement bleue) correspond à un état frottant (respectivement glissant) de l'interface de contact

La formulation du contact semble donc également avoir un effet sur le calcul des modes instables de notre modèle, même si il est moindre que celui de la configuration des interfaces de contact de calage des plaquettes. L'effet de cette formulation se mesure notamment sur l'instabilité à 2.4kHz, dont les résultats du calcul des coefficients de MAC étaient les plus dégradés suite à la réduction des interfaces de contact de notre modèle avec shims. On peut rappeler que la modification de formulation de ces contacts influe sur la distribution des efforts de contact calculés et ainsi la raideur de ces interfaces, ce qui semble avoir un impact direct sur l'estimation des instabilités. Ce changement de formulation a également eu pour impact de modifier les fréquences des modes du système et ainsi modifier les couplages de modes possibles. C'est donc uniquement la modification de cette raideur d'interface, et son influence sur le calcul de stabilité, qui sera abordée dans la suite de ce chapitre via une étude de sensibilité aux propriétés matérielles des shims.

5.4 Sensibilité matérielle aux paramètres du shim

Les travaux de modélisation des interfaces réduites des shims nous avaient conduits à des résultats perfectibles au niveau du critère de MAC pour l'estimation du mode instable à 2.4kHz dont nous nous étions affranchis pour intégrer une modélisation viscoélastique dans nos calculs de stabilité. Il est apparu, dans l'analyse de nos résultats, sur le modèle avec interfaces de contact réduit représentant les shims, une légère surestimation de la raideur statique de ces derniers. De même, les résultats présentés dans la section précédente sur la formulation du contact font état d'une certaine influence de la raideur du contact sur l'estimation des instabilités. Cela nous amène naturellement à nous intéresser à la sensibilité des résultats du calcul des modes complexes vis-à-vis des propriétés matérielles du shim. Nous nous sommes concentrés sur la sensibilité de ces calculs au module d'Young de la couche de caoutchouc de ces shims qui est le matériau qui présente la plus grande dispersion sur ses propriétés matérielles. Pour cela, une plage de variation de plus ou moins 10% de la valeur nominale de ce module d'Young est définie pour le shim intérieur comme extérieur. Nous avons ensuite fait varier ces deux valeurs

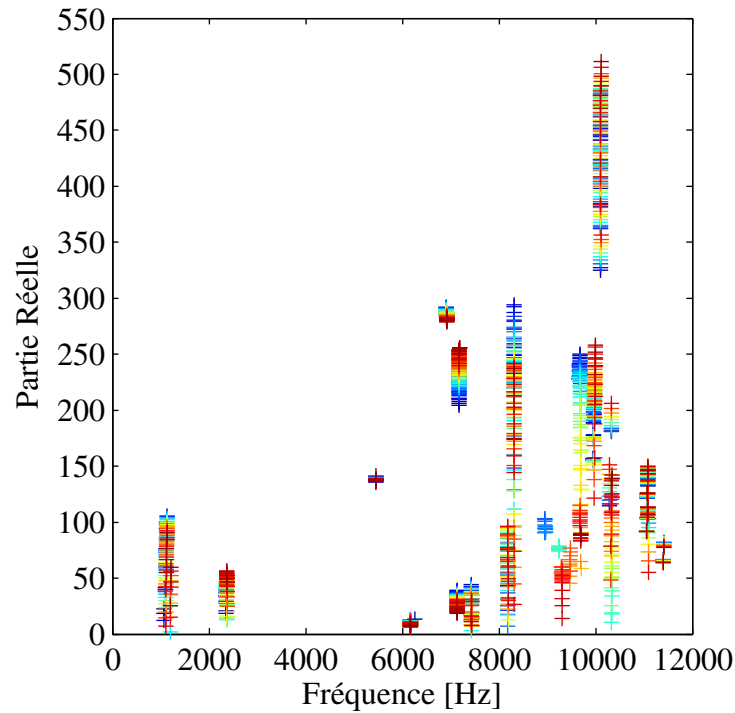


FIGURE 5.14 – Sensibilité des résultats de l’analyse de stabilité au module d’Young du caoutchouc des shims

de module avec un pas de 2% en distinguant le shim intérieur et extérieur. Chaque shim étant composé de deux couches de caoutchouc, nous avons considéré la même valeur du module d’Young pour chacune de ces couches d’un même shim ce qui nous a permis de réduire le nombre de calculs à réaliser. Pour chaque configuration, les modes propres complexes sont calculés en considérant un coefficient de frottement d’une valeur de 0.5 à l’interface disque/plaquettes. Cela représente donc un plan factoriel complet de 121 calculs.

La dispersion globale des résultats des calculs de stabilité est tracée sur la figure 5.14. La sensibilité des résultats semble déjà bien plus faible que celle liée au calage des plaquettes dans la mesure où aucune nouvelle instabilité n’apparaît sur la plage 0-6kHz. On constate dans un premier temps que cette variation de module d’Young semble principalement avoir une influence sur la partie réelle plutôt que sur la fréquence. De plus, cette influence semble être plus ou moins importante en fonction de l’instabilité considérée. Nous nous sommes donc plus particulièrement intéressés à la sensibilité des 4 instabilités caractéristiques de notre modèle avec modélisation volumique du shim (instabilités à 1kHz, 1.2kHz, 2.4kHz et 5.4kHz).

Les surfaces de réponses en partie réelle et fréquence pour chacune des quatre principales instabilités sur la plage de fréquences d’intérêt (0-6kHz) sont synthétisées sur la figure 5.15. L’instabilité à 1kHz semble particulièrement sensible à la valeur du module d’Young du caoutchouc du shim extérieur. Quelle que soit la valeur choisie pour le module d’Young intérieur, la partie réelle de cette instabilité croît fortement avec l’augmentation du module extérieur pour atteindre des valeurs maximales aux alentours de 100. En passant sous un seuil de ce module d’Young (96% de la valeur nominale) cette instabilité peut disparaître.

Si avec les valeurs nominales de module d’Young du caoutchouc des deux shims l’in-

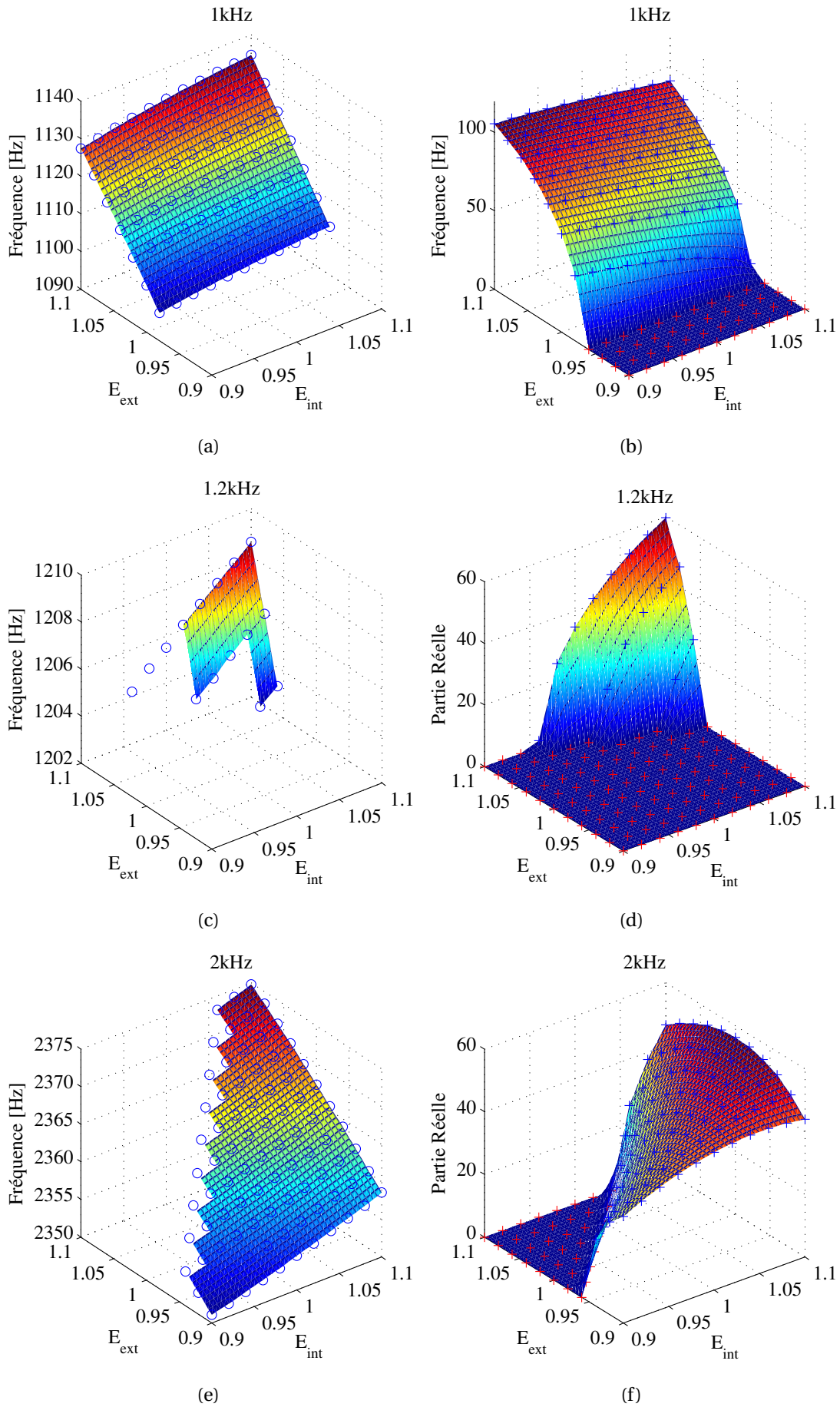


FIGURE 5.15

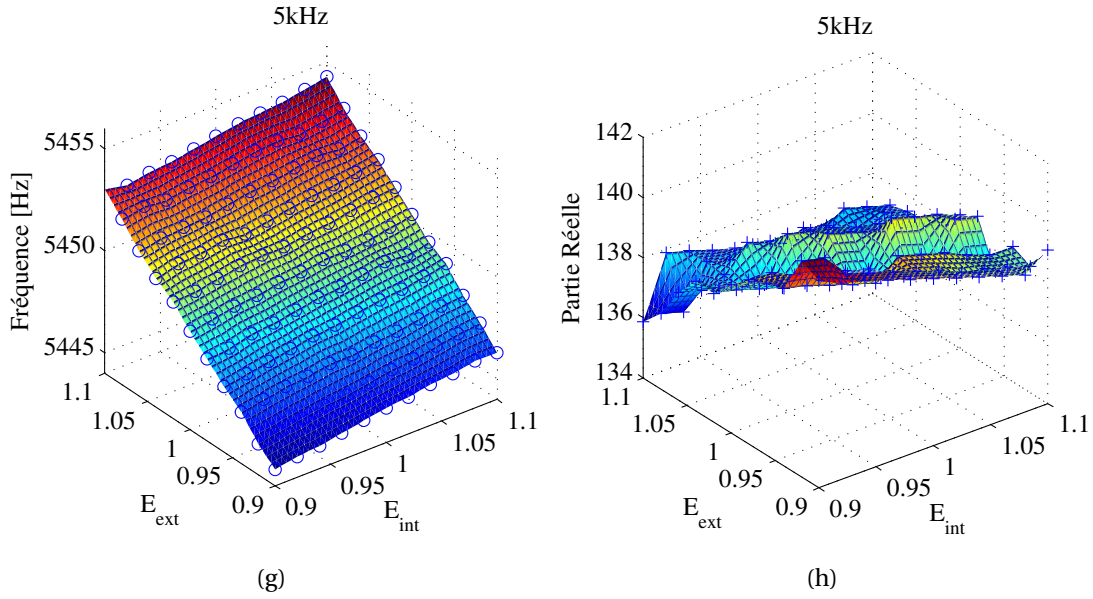


FIGURE 5.15 – Sensibilité au modules d'Young des shims des fréquences (a,c,e,g) et des parties réelles (b,d,f,h) pour les principales instabilités à 1kHz (a,b), 1.2kHz (c,d), 2kHz (e,f) et 5.4kHz (g,h)

stabilité à 1.2kHz n'apparaissait pas pour une valeur de coefficient de frottement de 0.5 à l'interface disque plaquettes, il est possible d'obtenir une partie réelle positive pour cette valeur de coefficient de frottement avec des valeurs élevées du module d'Young du caoutchouc extérieur. Cela est d'autant plus vrai que le module d'Young intérieur et lui aussi élevé.

Pour l'instabilité à 2kHz, la diminution de la valeur du module d'Young du shim extérieur fait augmenter la valeur de la partie réelle. Cela dit, avec des valeur élevées du module d'Young intérieur on peut commencer à observer un changement de pente avec l'augmentation du module extérieur, ce qui peut finir par stabiliser notre système.

Concernant la dernière instabilité, à 5kHz, les effets du module d'Young intérieur comme extérieur semblent très faibles avec une variation de moins de 2.5% de la valeur nominale de la partie réelle.

Concernant la variation de la fréquence des modes instables, quelle que soit l'instabilité considérée, c'est à chaque fois le module d'Young extérieur qui a la plus grande influence sur les résultats. Les variations suivent toujours la même pente, c'est à dire une augmentation de la fréquence avec la valeur du module (intérieur ou extérieur). L'influence bien plus élevée de la variation du module d'Young extérieur sur la fréquence des instabilités peut potentiellement s'expliquer par le fait que la surface de shim extérieur intervenant dans le contact avec le boîtier est très grande par rapport à celle du shim intérieur entrant en contact avec le piston (rapport de 4.8).

Nous avons également réalisé cette même étude de sensibilité au module d'Young du caoutchouc des shims sur le modèle avec une formulation de type node-based des surfaces esclaves de contact pour les interfaces impliquant ces shims. Le résultat global est présenté sur la figure 5.16. Pour la valeur du coefficient de friction ($\mu = 0.5$) choisie à l'interface disque/plaquettes la seule instabilité qui émerge est celle située à une fréquence de 5.4kHz. Pour les autres instabilités mises en évidence par notre modèle node based, sur la plage 0-12kHz, on retrouve la même sensibilité induite par les variations du module d'Young du caoutchouc des shims, à savoir une forte dispersion des résultats en partie

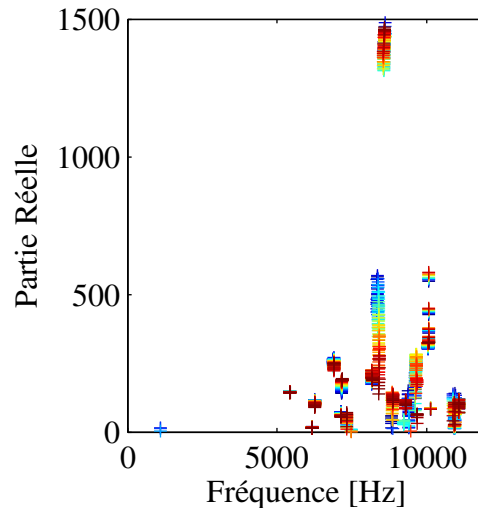


FIGURE 5.16 – Sensibilité des résultats de l’analyse de stabilité au module d’Young du caoutchouc des shims pour le modèle node based

réelle avec des fréquences plutôt constantes.

Si l’on compare plus en détails les résultats de cette étude de sensibilité pour l’instabilité à 5.4kHz entre les deux formulations de l’interface de contact, on constate que si les fréquences sont légèrement plus hautes avec un modèle element-based il se passe le phénomène inverse au niveau des parties réelles. Ce résultat est illustré sur la figure 5.17. On peut alors supposer que le calcul des valeurs propres est lui aussi sensible à l’état de contact et donc très certainement à la distribution des efforts associés.

Comme cela a été déjà discuté dans ce chapitre, dans le cadre d’un dimensionnement robuste d’un système de freinage, si une des formulations du contact tend à « masquer » l’estimation de certaines instabilités (comme par exemple ici l’instabilité à 2.4kHz avec la formulation node based), il apparaît plus judicieux de privilégier la formulation qui est la plus pénalisante en termes du nombre de modes instables pour dimensionner notre système.

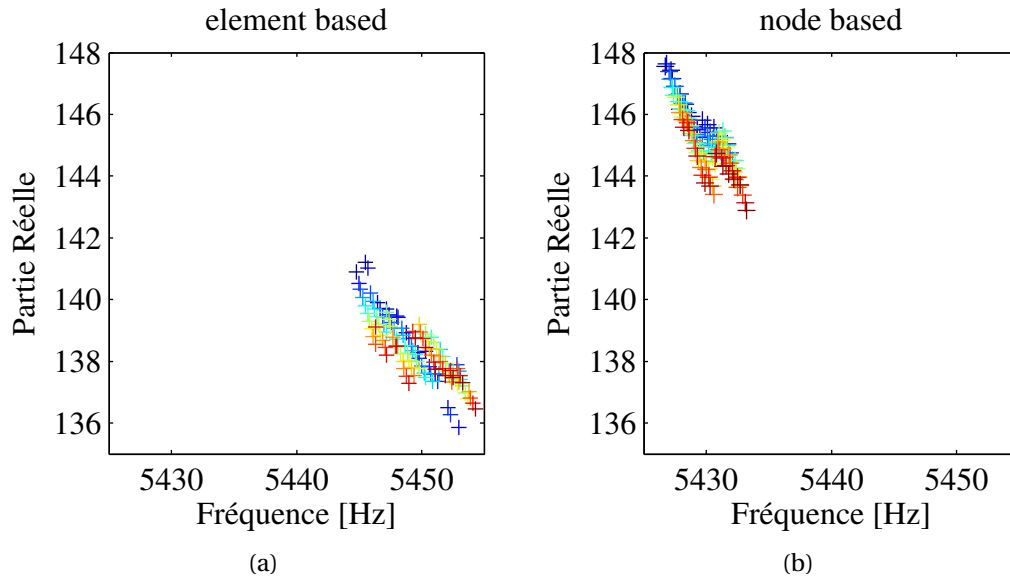


FIGURE 5.17 – Sensibilité de l'instabilité à 5.4kHz au module d'Young du caoutchouc pour les modèles element based (a) et node based (b)

5.5 Conclusions

La sensibilité des modèles numériques du système de freinage avec un impact direct sur l'estimation des instabilités a été mise en évidence. La sensibilité aux conditions limites du modèle et notamment l'état de contact aux interfaces de calage des plaquettes apparaît très influent sur les résultats des évolutions des parties réelles, des fréquences et du nombre de modes instables. Cela semble donc un point sur lequel des travaux de modélisation plus fines pourraient être entrepris afin de limiter les configurations possibles. De même, une sensibilité au module d'Young du caoutchouc peut faire varier les parties réelles des principales instabilités du système sans en changer complètement les caractéristiques dynamiques. Étant donné la complexité de notre modèle éléments finis il reste cependant un grand nombre de paramètres sujet à une certaine dispersion que ce soit d'un point de vue matériel, géométrique ou encore des paramètres purement numériques comme nous avons pu le voir avec les choix de formulation du contact. Envisager la prise en compte des incertitudes via une approche probabiliste, permettant par exemple d'extraire les paramètres les plus influents, sur les résultats de stabilité voire la réponse vibratoire non-linéaire de nos modèles réduits reste donc un problème ouvert.

5.6 Références

- [HKB06] J. Huang, C.M. Krousgrill, and A. K. Bajaj. Modeling of automotive drum brakes for squeal and parameter sensitivity analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 289(1-2) :245–263, January 2006. [114](#)
- [LY15] H. Lü and D. Yu. Stability Analysis and Improvement of Uncertain Disk Brake Systems With Random and Interval Parameters for Squeal Reduction. *Journal of Vibration and Acoustics*, 137(5) :051003, 2015. [114](#)
- [NGBS15] L. Nechak, F. Gillot, S. Besset, and J.-J. Sinou. Sensitivity analysis and Kriging based models for robust stability analysis of brake systems. *Mechanics Research Communications*, 69 :136–145, October 2015. [114](#)
- [She04] H.A. Sherif. Investigation on effect of surface topography of pad/disc assembly on squeal generation. *Wear*, 257(7-8) :687–695, October 2004. [114](#)
- [THM⁺14] T. Tison, A. Heussaff, F. Massa, I. Turpin, and R.F. Nunes. Improvement in the predictivity of squeal simulations : Uncertainty and robustness. *Journal of Sound and Vibration*, 333(15) :3394–3412, July 2014. [114](#)
- [VDRCBL12] G. Vermot Des Roches, O. Chiello, E. Balmes, and X. Lorang. Benchmarking signorini and exponential contact laws for an industrial train brake squeal application. In *ISMA*, pages 1–15, 2012. [121](#)

Conclusions et perspectives

Conclusions

Dans ces travaux de thèse nous nous sommes attelés à améliorer la prédictivité des calculs de crissement menés au cours de la phase de conception d'un système de freinage chez PSA Peugeot Citroën.

Dans le premier chapitre, une étude bibliographique nous a permis d'identifier l'analyse de stabilité, qui vise à étudier le phénomène de couplage modal, comme méthode la plus répandue chez les industriels pour dimensionner tout système frottant vis à vis du crissement.

L'analyse de données d'essais, présentée dans le second chapitre, nous a également permis de conforter nos choix de modélisation pour l'étude du crissement, via un modèle éléments finis, représentatif d'un système de freinage complet équipant les véhicules du groupe PSA Peugeot Citroën. Ces essais nous ont également permis d'observer l'influence des shims sur l'apparition du crissement.

Les performances croissantes des ressources de calculs ont amené à la construction de modèles éléments finis de taille de plus en plus importante. Cette taille importante, s'avère aujourd'hui être un problème pour considérer des analyses plus poussées que l'étude classique de stabilité dans un contexte industriel, où le temps est une contrainte forte sur les cycles de conception. C'est pourquoi, au chapitre trois, nous avons proposé une méthode originale de réduction de modèle basée d'une part sur la réduction du nombre de nœuds à l'interface de contact disque/plaquettes et d'autre part sur l'utilisation d'un super-élément. L'efficacité de cette méthode a été validée sur les résultats de l'estimation de l'équilibre statique et des principales instabilités de système.

Un aspect actuellement négligé par la filière numérique était la prise en compte dans les modèles des shims et de leur comportement. Ces shims représentent une solution proposée tardivement dans le cycle de développement, bien souvent au moment des essais physiques, permettant d'amortir les vibrations du système et ainsi limiter l'apparition du crissement. Une partie de ces travaux de thèse a permis d'enrichir la filière numérique actuelle de la modélisation de ce composant via un modèle de Maxwell généralisé et d'analyser son impact sur la stabilité du système. Comme le synthétise le chapitre quatre, nous sommes désormais capables d'appréhender numériquement, et ce bien en amont des phases expérimentales du cycle de conception, l'effet de la viscoélasticité des shims sur la stabilité du système. Si globalement l'utilisation de shims tend à stabiliser le système en limitant l'émergence de modes instables, cela peut également amener à l'apparition de nouvelles instabilités.

Finalement, le dernier chapitre de ce manuscrit a présenté une étude de sensibilité nous permettant de prendre du recul sur l'aspect déterministe de la filière de calcul actuelle. Nous avons pu mettre en avant plusieurs sensibilités, d'origines différentes, ayant un impact direct sur l'estimation des instabilités.

Perspectives

Etude des niveaux vibratoires La taille finale des modèles réduits construits dans ces travaux, permet d'envisager une étude des niveaux vibratoires en appliquant une méthode originale telle que la balance harmonique contrainte. La validité de cette méthode pour l'étude du crissement avait fait l'objet des travaux de recherches précédents sur un modèle académique. Les temps de calculs sur ces modèles réduits sont désormais compatibles des délais imposés par les plannings projets et permettront d'appliquer cette méthode à un modèle représentatif d'un système industriel complexe.

Corrélation calcul/essais La corrélation des modèles de calculs avec les résultats d'essais est un enjeu fort de la réduction des coûts de conception pour un industriel. Nous l'avons vu dans ce manuscrit, l'objet de cette thèse n'était pas de recalculer les modèles actuels avec les résultats d'essais obtenus. De nombreux travaux restent donc à entreprendre à ce sujet, afin de valider les choix de modélisation. Les lois de contact ou encore l'amortissement de chacun des composants de la structure devront être identifiés de manière expérimentale afin de les intégrer à la modélisation actuelle. On peut rappeler les travaux qui devront être menés afin d'améliorer la modélisation des pièces servant au calage des plaquettes qui, nous l'avons vu, à un impact direct sur l'estimation des instabilités. Nous serons alors en mesure, sur un système recalculé nous permettant d'estimer les mêmes instabilités que celles prédites par les essais, d'estimer numériquement l'impact de l'ajout de shims viscoélastiques dans le système.

Base de données des paramètres matériaux du shim L'utilisation d'un modèle de Maxwell généralisé pour représenter la viscoélasticité des shims demande l'identification d'un certain nombre de paramètres. Le développement d'une méthode d'identification et la réalisation de campagnes d'essais permettront d'identifier un comportement représentatif des pièces utilisées dans les systèmes de freinage qui équipent les véhicules commercialisés. Le nombre d'architectures de shims proposées étant assez limité, cela pourra permettre de construire un catalogue de lois de comportement viscoélastique. Il serait alors facile et rapide, à l'aide de ce catalogue et de la modélisation proposée dans ces travaux, d'évaluer au numérique la configuration la plus favorable pour solutionner le problème de crissement. Il serait même encore plus intéressant de pouvoir spécifier, à l'aide d'une méthode inverse, le comportement viscoélastique (rigidification et déphasage en fréquence) que devrait avoir un shim afin d'obtenir l'effet le plus stabilisant possible sur le système étudié.

Etude Probabiliste Un certain nombre de paramètres influents sur les résultats en stabilité ont été identifiés dans ces travaux. Cela dit il en reste encore un grand nombre, d'origine géométrique, matérielle ou encore purement numérique, qu'il serait intéressant de pouvoir classer en fonction de leur effet sur la stabilité du système. L'estimation des indices de Sobol devrait être une méthode d'analyse intéressante sur ce point. Une fois ce classement effectué, un tirage de type Monte-Carlo pourra être réalisé afin de déterminer la conception qui minimise l'apparition d'instabilités en considérant la prise en compte des incertitudes inhérentes à un objet industriel.

Intégration à la filière de dimensionnement Enfin, la perspective industrielle à la plus forte valeur ajoutée sera d'intégrer tous les développements effectués au cours de cette thèse dans le processus classique de dimensionnement appliqué lors de la conception de chaque nouveau système. Un certain nombre de développement d'outils internes et la rédaction des méthodologies associées devront être entrepris afin de rendre intégrable dans un planning projet toutes ces avancées scientifiques.

AUTORISATION DE SOUTENANCE

Vu les dispositions de l'arrêté du 7 août 2006,

Vu la demande du Directeur de Thèse

Monsieur J-J. SINOUE

et les rapports de

Monsieur T. TISON

Professeur - LAMIH - UMR CNRS UVHC 8201 - Université de Valenciennes - Le Mont Houy - Bât. CISIT
59313 Valenciennes cedex 9

Et de

Monsieur S. BERGER

Professeur - INSA Val de Loire - Bureau C06 - 3 rue de la chocolaterie - CS 23410 - 41034 Blois cedex

Monsieur FAZIO Olivier

est autorisé à soutenir une thèse pour l'obtention du grade de **DOCTEUR**

Ecole doctorale MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL ET ACOUSTIQUE

Fait à Ecully, le 18 février 2016

P/Le directeur de l'E.C.L.
Le Rectrice des Etudes



M-A. GALLAND