



**HAL**  
open science

# Vibrations d'usinage et absorbeurs passifs non linéaires

Sébastien Seguy

► **To cite this version:**

Sébastien Seguy. Vibrations d'usinage et absorbeurs passifs non linéaires. Vibrations [physics.class-ph]. Université Toulouse 3 Paul Sabatier, 2022. tel-04056958

**HAL Id: tel-04056958**

**<https://cnrs.hal.science/tel-04056958>**

Submitted on 3 Apr 2023

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

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

# Habilitation à Diriger des Recherches

Délivrée par l'Université Toulouse 3 Paul Sabatier (UT 3)

Présentée par

**Sébastien SEGUY**

## Vibrations d'usinage et absorbeurs passifs non linéaires

Soutenue le 20 janvier 2022 devant le jury composé par :

M. Claude-Henri LAMARQUE	Pr. ENTPE de Valx-en-Velin	Président
M. Gaël CHEVALLIER	Pr. Université de Franche-Comté	Rapporteur
M. Bruno COCHELIN	Pr. École Centrale de Marseille	Rapporteur
M. Philippe LORONG	Pr. Arts et Métiers ParisTech de Paris	Rapporteur
Mme. Hélène CHANAL	Mcf. HDR Sigma Clermont	Examinatrice
M. Alain BERLIOZ	Pr. émérite Université Toulouse 3 Paul Sabatier	Examineur
M. Manuel PAREDES	Pr. INSA de Toulouse	Examineur

Institut Clément Ader UMR CNRS 5312



---

# Table des matières

---

<b>Notice personnelle</b> .....	1
<b>Introduction</b> .....	15
<b>Chapitre I — Vibrations d’usinage</b> .....	17
I.1 Introduction .....	17
I.2 Pièce souple à parois minces .....	19
I.3 Broche à paliers magnétiques actifs .....	22
I.4 Surface inclinée .....	25
I.5 Tournage interrompu .....	27
I.6 Bilan .....	30
<b>Chapitre II — Nonlinear Energy Sink</b> .....	31
II.1 Introduction .....	31
II.2 Pompage énergétique .....	33
II.3 Conception de non-linéarité cubique .....	37
II.4 NES bistable .....	41
II.5 Bilan .....	46
<b>Chapitre III — Nonlinear Energy Sink à vibro-impact</b> .....	47
III.1 Introduction .....	47
III.2 Étude du NES à vibro-impact .....	49
III.3 Couplage de n-NES à vibro-impact en parallèle .....	61
III.4 Analyse avancée du comportement .....	65

III.5 Application à un système instable .....	71
III.6 Bilan .....	76
<b>Chapitre IV — Projet de recherche.</b> .....	<b>77</b>
IV.1 Introduction .....	77
IV.2 Vibrations d'usinage .....	78
IV.3 Nonlinear Energy Sink .....	80
IV.4 Domaines d'application .....	83
IV.5 Bilan .....	85
<b>Conclusion.</b> .....	<b>87</b>
<b>Références bibliographiques</b> .....	<b>89</b>

---

# Notice personnelle

---

## Sébastien SEGUY

Né le 14 novembre 1981 à Montauban (Tarn et Garonne)



Maître de conférences 60<sup>e</sup> section CNU, depuis le 1<sup>er</sup> septembre 2009 à l'Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, au 6<sup>e</sup> échelon de la classe normale, bénéficiaire de la PEDR depuis le 1<sup>er</sup> octobre 2014

INSA de Toulouse  
135, avenue de Rangueil  
31077 Toulouse cedex 04  
sebastien.seguy@insa-toulouse.fr

Institut Clément Ader UMR CNRS 5312  
3, rue Caroline Aigle  
31400 Toulouse

## 1 Formation et diplômes

- Décembre 2008 : Doctorat en Génie Mécanique de l'Université de Toulouse, délivré par l'INP de Toulouse, « *De l'adaptation à la variation continue de la vitesse de broche afin de contrôler le broutement en fraisage de parois minces : modélisations et études expérimentales* », soutenu le 3 décembre 2008 à l'ENI de Tarbes
- Juin 2005 : Master 2 Recherche Génie Mécanique, ENI de Tarbes, « *Modélisation numérique d'un assemblage céramique-métal obtenu par brasage : détermination des contraintes résiduelles* », mention très bien
- Juin 2005 : Diplôme d'ingénieur, ENI de Tarbes
- Juin 2002 : DUT Génie Mécanique et Productique, IUT de Figeac
- Juin 2000 : Baccalauréat série S, Lycée Raymond SAVIGNAC de Villefranche-de-Rouergue

## 2 Fonctions antérieures

- Sept. 2008-Août 2009 : ATER ½ poste - ENI de Tarbes
- Sept. 2007-Août 2008 : ATER ½ poste - ENI de Tarbes
  - Financement de la 3<sup>e</sup> année de thèse
- Oct. 2005-Août 2007 : Allocation de recherche sur fonds propres - ENI de Tarbes
  - Financement de la 1<sup>re</sup> et de la 2<sup>e</sup> année de thèse

## 3 Activités pédagogiques

### 3.1 Matières enseignées

J'effectue mes activités pédagogiques à l'INSA de Toulouse, dans le département Génie Mécanique. Mes enseignements prennent la forme de Cours, de Travaux Dirigés et de Travaux Pratiques allant des niveaux Bac+1 à Bac+5. La liste ci-dessous détaille les enseignements dans lesquels je suis intervenu ou j'interviens significativement :

- Système mécatronique multicorps Bac+3 INSA
  - 36 étudiants ; 2 enseignants ; 35 h étudiant, CM et TD
  - Mots clefs : dynamique multicorps ; suspension ; dimensionnement préliminaire
- Fabrication Bac+4 INSA
  - 72 étudiants ; 6 enseignants ; 70 h étudiant, CM, TD et TP
  - Mots clefs : UGV ; vibrations d'usinage ; moulage ; fabrication additive ; gestion de production ; déformation plastique
- Dynamique des structures et commande Bac+4 INSA
  - 48 étudiants ; 4 enseignants ; 55 h étudiant, CM et TD
  - Mots clefs : vibrations des structures ; dynamique multicorps ; commande système articulé ; actionneur électromagnétique ; conférence industrielle
- Vibrations des structures Bac+4 INSA
  - 72 étudiants ; 4 enseignants ; 30 h étudiant, TP
  - Mots clefs : système discret ; système continu ; résonance ; analyse modale expérimentale
- Maintenance vibratoire Bac+5 INSA
  - 48 étudiants ; 2 enseignants ; 15 h étudiant, CM et TP
  - Mots clefs : diagnostic ; traitement du signal ; démodulation ; instrumentation
- Technique Industrielle Bac+1 INSA
  - 400 étudiants ; 3 enseignants ; 3 h étudiant, TP
  - Mots clefs : assemblage ; mesure de couple ; frottement

### 3.2 Missions d'accompagnement

Depuis le début de ma carrière, en plus des activités d'enseignement, je participe au fonctionnement du département de Génie Mécanique en m'impliquant sur les missions suivantes :

- Responsable des relations industrielles et des stages du département Génie Mécanique Bac+4 et Bac +5, soit environ 200 stages par an depuis 2019
- Responsable de l'unité de formation Dynamique des structures et commande, Bac+4 INSA orientation ingénierie système depuis 2010
- Responsable de l'unité de formation Système mécatronique multicorps, Bac+3 INSA pré-orientation ingénierie de la construction de 2010 à 2020
- Responsable de l'unité de formation Fabrication, Bac+4 INSA orientation ingénierie mécanique depuis 2014
- Responsable INSA du projet IDEX Formation iPDF, ENIT-INSA 2015
  - Rédaction et montage du projet en collaboration avec Lionel ARNAUD de l'ENI de Tarbes
  - Suivi et implémentation du plugin *Mask* pour la création de pdf interactif directement dans Moodle
  - Budget 50 k€
- Vice-président du comité de sélection pour le poste de maître de conférences n° 0207 INSA Toulouse, 2021
- Membre du comité de sélection pour le poste de maître de conférences n° 0121 INSA Toulouse, 2019
- Membre du comité de sélection pour le poste de maître de conférences n° 0112 INSA Toulouse, 2011
- Membre élu du Conseil Documentaire de l'INSA Toulouse et correspondant de la bibliothèque au département Génie Mécanique 2012-2016 et 2016-2020
- Membre du comité de lecture de la collection d'ouvrage « Pour l'ingénieur », éditée par les Presses Universitaires du Mirail (PUM) depuis 2012
- Membre élu de la commission de recrutement du département Génie Mécanique de l'INSA Toulouse 2011-2015, 2015-2019 et 2019-2023
- Participation aux entretiens de recrutement INSA à Bac+1, Bac+2 et Bac+3

## 4 Activités de recherche

### 4.1 Parcours de recherche

Cette partie vise à présenter mes travaux de recherche à travers le Master 2 Recherche et la thèse de doctorat, afin de mettre en évidence le cheminement scientifique développé dans la suite du document.

#### 4.1.1 Master 2 Recherche (2004-2005)

J'ai réalisé mon stage de Master 2 Recherche en même temps que mon Projet de Fin d'Études (Bac+5 ENIT), au sein du Laboratoire Génie de Production, sous la direction de Pr. Moussa KARAMA. Ces travaux intitulés « *Modélisation numérique du refroidissement d'un assemblage céramique-*

*métal obtenu par brasage* » ont été menés en collaboration avec la Société des Céramiques Techniques (SCT, Hautes-Pyrénées).

La mise au point d'un modèle éléments finis sous le logiciel ABAQUS a permis de prendre en compte les non-linéarités matériaux et le couplage induit par le calcul thermomécanique.

La modélisation développée permet de connaître le champ des contraintes résiduelles générées lors du refroidissement de l'assemblage céramique-métal. Ce modèle constitue un outil d'aide à la conception, en donnant l'influence des paramètres tels que la géométrie des pièces assemblées, le mode de refroidissement et les matériaux utilisés.

Ces travaux de M2R ont fait l'objet de deux publications : une ACTI [CAZ 05], puis une ACL [CAZ 12].

#### 4.1.2 Thèse de doctorat (2005-2008)

J'ai poursuivi mes activités de recherche par une thèse de doctorat, intitulée « *De l'adaptation à la variation continue de la vitesse de broche afin de contrôler le broutement en fraisage de parois minces : modélisations et études expérimentales* » au sein du Laboratoire Génie de Production, sous la direction de Pr. Moussa KARAMA. J'ai soutenu mes travaux le 3 décembre 2008 à l'ENI de Tarbes devant le jury composé de :

- M. Gérard COFFIGNAL, Professeur aux Arts et Métiers ParisTech de Paris, Président
- M. Jean-Yves HASCOËT, Professeur à l'École Centrale de Nantes, Rapporteur
- M. Henri PARIS, Professeur à l'Université J. Fourier de Grenoble, Rapporteur
- M. Lionel ARNAUD, Maître de conférences HDR à l'ENI de Tarbes, Co-encadrant
- M. Gilles DESSEIN, Professeur à l'ENI de Tarbes, Co-encadrant
- M. Moussa KARAMA, Professeur à l'ENI de Tarbes, Directeur de Thèse

Ma thèse a été soutenue par le projet européen INTERREG IIIA AEROSFIN, qui réunissait des laboratoires français et espagnol ainsi que des industriels travaillant sur la thématique des vibrations d'usinage. Mes travaux de thèse s'inscrivaient dans le contexte des vibrations d'usinage et plus spécialement des parois minces, typiques des pièces de structure aéronautique. L'objectif était de contribuer à la maîtrise des phénomènes vibratoires au niveau théorique et pratique.

À la suite d'une étude bibliographique, nous avons identifié progressivement plusieurs voies de recherche visant respectivement :

- L'extension des méthodes classiques utilisant les lobes de stabilité
- La modélisation des phénomènes transitoires au sein d'une passe
- L'utilisation de la variation continue de la vitesse de rotation de la broche

La généralisation du tracé des lobes de stabilité sur une pièce à paroi fine, avec un comportement vibratoire très riche, impose l'ajout d'une troisième dimension permettant de prendre en compte les évolutions des paramètres dynamiques au cours de l'usinage [CAM 11]. Cette démarche permet l'amélioration notable d'une opération d'usinage, avec des gains en vibration et en état de surface. Cependant, certaines phases sont impossibles à optimiser et présentent un

comportement très complexe, caractérisé notamment par une évolution de l'état de surface [SEG 08A].

Afin d'approfondir la modélisation des phénomènes complexes, ainsi rencontrés, nous avons développé un modèle numérique original et relativement simple, permettant de prendre en compte tous les aspects, jugés indispensables, à la modélisation de parois minces [SEG 08B]. L'utilisation de ce modèle temporel permet notamment d'interpréter les états de surface évolutifs, très souvent observés au sein même d'une passe d'usinage, mais rarement expliqués dans le détail, à notre connaissance.

Dans la dernière partie, nous nous sommes attachés à l'étude et à la mise au point d'une solution de réduction des vibrations régénératives, par une variation continue de la vitesse de rotation de la broche [SEG 10B]. Cette méthode apporte des gains importants en usinage grande vitesse, notamment sur l'instabilité de Flip (*period doubling*) [SEG 11]. Cependant, elle peut faire apparaître des vibrations transitoires, à l'échelle de la période de variation, qui réduisent son efficacité [SEG 10A].

### 4.1.3 Maître de conférences (2009-...)

À la suite de ma thèse, j'ai été recruté le 1<sup>er</sup> septembre 2009 en tant que maître de conférences 60<sup>e</sup> section à l'Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, avec un rattachement à l'Institut Clément Ader UMR CNRS 5312. Le profil recherche du poste était orienté clairement vers la dynamique non linéaire des structures, avec une affectation au sein du groupe Modélisation des Systèmes et Microsystèmes Mécaniques (MS2M). L'objectif était que je participe au développement de cette thématique, nouvelle pour moi, tout en m'accordant une liberté importante dans les voies de recherche que je souhaitais poursuivre.

J'ai consacré mes premières années d'enseignant-chercheur au développement d'une nouvelle thématique axée sur la dynamique non linéaire, tout en poursuivant des travaux sur l'analyse des vibrations d'usinage. Ma thématique de recherche est la dynamique, les vibrations et les phénomènes non linéaires, résumé par :

- Vibrations d'usinage
- Absorbeur non linéaire de vibrations

## 4.2 Production scientifique

Bilan de la production scientifique :

- 30 articles dans des revues internationales avec comité de lecture
- 15 communications dans des congrès internationaux
- 10 communications dans des congrès nationaux

### 4.2.1 Articles dans des revues internationales avec comité de lecture ACL

[ACL30] Z. Wu, S. Seguy, M. Paredes – Basic constraints for design optimization of cubic and bistable NES, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 144, p. 021003, 2022.

- [ACL29] D. Qiu, M. Paredes, S. Seguy – Variable pitch spring for nonlinear energy sink: application to passive vibration control, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 233, p. 611-622, **2019**.
- [ACL28] T. Li, S. Seguy, C.H. Lamarque, A. Berlioz – Experiment-based motion reconstruction and restitution coefficient estimation of a vibro-impact system, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 141, p. 021003, **2019**.
- [ACL27] D. Qiu, S. Seguy, M. Paredes – Design criteria for optimally tuned vibro-impact nonlinear energy sink, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 442, p. 497-513, **2019**.
- [ACL26] D. Qiu, T. Li, S. Seguy, M. Paredes – Efficient targeted energy transfer of bistable nonlinear energy sink: application to optimal design, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 92, p. 443-461, **2018**.
- [ACL25] O. Shtehin, S. Seguy, V. Wagner, Y. Landon, G. Dessenin, M. Mousseigne – Low-frequency chatter genesis during inclined surface copy-milling with ball-end mill: experimental study, *Machining Science and Technology*, Vol. 22, p. 621-637, **2018**.
- [ACL24] T. Li, C.H. Lamarque, S. Seguy, A. Berlioz – Chaotic characteristic of a linear oscillator coupled with vibro-impact nonlinear energy sink, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 91, p. 2319-2330, **2018**.
- [ACL23] D. Qiu, S. Seguy, M. Paredes – Tuned nonlinear energy sink with conical spring: design theory and sensitivity analysis, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 140, p. 011404, **2018**.
- [ACL22] T. Li, D. Qiu, S. Seguy, A. Berlioz – Activation characteristic of a vibro-impact energy sink and its application to chatter control in turning, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 405, p. 1-18, **2017**.
- [ACL21] O. Shtehin, V. Wagner, S. Seguy, Y. Landon, G. Dessenin, M. Mousseigne – Stability of ball end milling on warped surface: semi-analytical and experimental analysis, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 89, p. 2557-2569, **2017**.
- [ACL20] T. Li, S. Seguy, A. Berlioz – Optimization mechanism of targeted energy transfer with vibro-impact energy sink under periodic and transient excitation, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 87, p. 2415-2433, **2017**.
- [ACL19] T. Li, E. Gourc, S. Seguy, A. Berlioz – Dynamics of two vibro-impact nonlinear energy sinks in parallel under periodic and transient excitations, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, Vol. 90, p. 100-110, **2017**.
- [ACL18] T. Li, S. Seguy, A. Berlioz – On the dynamics around targeted energy transfer for vibro-impact nonlinear energy sink, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 87, p. 1453-1466, **2017**.
- [ACL17] T. Li, S. Seguy, A. Berlioz – Dynamics of cubic and vibro-impact nonlinear energy sink: analytical, numerical and experimental analysis, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 138, p. 031010, **2016**.
- [ACL16] E. Gourc, S. Seguy, G. Michon, A. Berlioz, B.P. Mann – Quenching chatter instability in turning process with a vibro-impact nonlinear energy sink, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 355, p. 392-406, **2015**.

- 
- [ACL15] E. Gourc, G. Michon, S. Seguy, A. Berlioz – Targeted energy transfer under harmonic forcing with a vibro-impact nonlinear energy sink: analytical and experimental developments, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 137, p. 031008, **2015**.
- [ACL14] S. Seguy, L. Arnaud, T. Insperger – Chatter in interrupted turning with geometrical defects: An industrial case study, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 75, p. 45-56, **2014**.
- [ACL13] E. Gourc, G. Michon, S. Seguy, A. Berlioz – Experimental investigation and design optimization of targeted energy transfer under periodic forcing, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 136, p. 021021, **2014**.
- [ACL12] E. Gourc, S. Seguy, G. Michon, A. Berlioz – Chatter control in turning process with a nonlinear energy sink, *Advanced Materials Research*, Vol. 698, p. 89-98, **2013**.
- [ACL11] M. Mousseigne, Y. Landon, S. Seguy, G. Desein, J.M. Redonnet – Predicting the dynamic behaviour of torus milling tools when climb milling using the stability lobes theory, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 65, p. 47-57, **2013**.
- [ACL10] E. Gourc, S. Seguy, G. Desein – Dynamical modeling of spindle with active magnetic bearing for milling process, *Advanced Materials Research*, Vol. 423, p. 200-209, **2012**.
- [ACL9] V. Cazajus, S. Seguy, H. Weleman, M. Karama – Residual stresses in a ceramic-metal composite, *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 146, p. 185-196, **2012**.
- [ACL8] E. Gourc, S. Seguy, L. Arnaud – Chatter milling modeling of active magnetic bearing spindle in high-speed domain, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 51, p. 928-936, **2011**.
- [ACL7] S. Seguy, T. Insperger, L. Arnaud, G. Desein, G. Peigné – Suppression of period doubling chatter in high speed milling by spindle speed variation, *Machining Science and Technology*, Vol. 15, p. 153-171, **2011**.
- [ACL6] L. Arnaud, O. Gonzalo, S. Seguy, H. Jauregi, G. Peigné – Simulation of low rigidity part machining applied to thin walled structures, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 54, p. 479-488, **2011**.
- [ACL5] F.J. Campa, L.N. López de Lacalle, G. Urbicain, A. Lamikiz, S. Seguy, L. Arnaud – Critical thickness and dynamic stiffness for chatter avoidance in thin floors milling, *Advanced Materials Research*, Vol. 188, p. 116-121, **2011**.
- [ACL4] S. Seguy, T. Insperger, L. Arnaud, G. Desein, G. Peigné – On the stability of high-speed milling with spindle speed variation, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 48, p. 883-895, **2010**.
- [ACL3] S. Seguy, G. Desein, L. Arnaud, T. Insperger – Control of chatter by spindle speed variation in high-speed milling, *Advanced Materials Research*, Vol. 112, p. 179-186, **2010**.
- [ACL2] S. Seguy, F.J. Campa, L.N. López de Lacalle, L. Arnaud, G. Desein, G. Aramendi – Toolpath dependent stability lobes for the milling of thin-walled parts, *International Journal of Machining and Machinability of Materials*, Vol. 4, p. 377-392, **2008**.
-

[ACL1] S. Seguy, G. Dessen, L. Arnaud – Surface roughness variation of thin wall milling, related to modal interactions, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 48, p. 261-274, **2008**.

#### 4.2.2 Communications dans des congrès internationaux ACTI

[ACTI15] Z. Wu\*, M. Paredes, S. Seguy – Constraint analysis and optimization of NES system based on variable pitch spring, *International Joint Conference on Mechanics, Design Engineering & Advanced Manufacturing*, **2020**, Aix-en-Provence, France.

[ACTI14] Z. Wu, S. Seguy\*, M. Paredes, D. Qiu – Design of nonlinear variable pitch spring for NES, *Seventh Conference on Nonlinear Vibrations, Localization and Energy Transfer*, **2019**, Marseille, France.

[ACTI13] D. Qiu\*, S. Seguy, M. Paredes – A novel design of cubic stiffness for a Nonlinear Energy Sink (NES) based on conical spring, *International Joint Conference on Mechanics, Design Engineering & Advanced Manufacturing*, **2016**, Catane, Italie.

[ACTI12] D. Qiu\*, S. Seguy, M. Paredes – Design of cubic stiffness for the absorber of Nonlinear Energy Sink (NES), *XXth Symposium Vibrations, SHocks and NOise VISHNO*, **2016**, Le Mans, France.

[ACTI11] T. Li\*, E. Gourc, S. Seguy, A. Berlioz – Analysis of a turning process strongly coupled to a vibro-impact nonlinear energy sink, *Joint Conference on Mechanical, Design Engineering & Advanced Manufacturing*, **2014**, Toulouse, France.

[ACTI10] E. Gourc\*, G. Michon, S. Seguy, A. Berlioz – Theoretical and experimental study of an harmonically forced vibro-impact nonlinear energy sink, *Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, DETC2013-13172*, **2013**, Portland, États-Unis.

[ACTI9] E. Gourc\*, G. Michon, S. Seguy, A. Berlioz – Design optimisation of a nonlinear energy Sink embedded on a harmonically forced linear oscillator: theoretical and experimental developments, *Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, DETC2012/VIB-71014*, **2012**, Chicago, États-Unis.

[ACTI8] E. Gourc, S. Seguy\*, G. Michon, A. Berlioz – Response regimes of a cutting tool on a lathe strongly coupled to a nonlinear energy sink, *XVIIIth Symposium Vibrations, SHocks & NOise VISHNO*, **2012**, Paris, France.

[ACTI7] E. Gourc\*, S. Seguy, G. Michon, A. Berlioz – Delayed dynamical system strongly coupled to a nonlinear energy sink: application to machining chatter, *International Conference on Structural Nonlinear Dynamics and Diagnostics*, **2012**, Marrakech, Maroc.

[ACTI6] M.S. Fofana\*, S. Seguy – Feedback control of regenerative chatter in high speed machining, *Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2011-64824*, **2011**, Denver, États-Unis.

[ACTI5] E. Gourc\*, G. Michon, S. Seguy, A. Berlioz – Experimental investigation and theoretical analysis of a nonlinear energy sink under harmonic forcing, *Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2011 VIB-48090*, **2011**, Washington, États-Unis.

- [ACTI4] S. Seguy\*, G. Dessein, L. Arnaud, T. Insperger – Chatter control by spindle speed variation in high-speed milling, *The International Conference on Structural Analysis of Advanced Materials*, **2009**, Tarbes, France.
- [ACTI3] S. Seguy\*, T. Insperger, L. Arnaud, G. Dessein, G. Peigné – Chatter suppression in milling processes using periodic spindle speed variation, *12th CIRP Conference on Modelling of Machining Operations*, **2009**, Saint-Sébastien, Espagne.
- [ACTI2] F.J. Campa, S. Seguy\*, L.N. López de Lacalle, L. Arnaud, G. Dessein, G. Aramandi – Stable milling of thin-walled parts with variable dynamics, *Sixth International Conference High Speed Machining*, **2007**, Saint-Sébastien, Espagne.
- [ACTI1] V. Cazajus\*, S. Seguy, B. Lorrain, H. Weleman, C. Prat, M. Karama – Thermal stresses in a ceramic-metal composites after brazing process, *The International Conference on Structural Analysis of Advanced Materials*, **2005**, Bucarest, Roumanie.

### 4.2.3 Communications dans des congrès nationaux

- [ACTN10] Z. Wu\*, S. Seguy, M. Paredes – Design optimization of bistable NES, *17ème Colloque National S.mart AIP-PRIMECA*, **2021**, Valenciennes, France.
- [ACTN9] T. Li\*, S. Seguy, A. Berlioz, E. Gourc – Analysis of a vibro-impact nonlinear energy sink: theoretical and numerical developments, *22ème Congrès Français de Mécanique*, **2015**, Lyon, France.
- [ACTN8] S. Seguy\*, A. Seguy – Methodology of decision support: application to machining chatter, *21ème Congrès Français de Mécanique*, **2013**, Bordeaux, France.
- [ACTN7] E. Gourc, S. Seguy\*, G. Michon, A. Berlioz – Passive control of an harmonically excited vibrating beam using a vibro-impact nonlinear energy sink, *21ème Congrès Français de Mécanique*, **2013**, Bordeaux, France.
- [ACTN6] E. Gourc\*, G. Michon, S. Seguy, A. Berlioz – Comportement dynamique d'un système non linéaire sous excitation harmonique, *20ème Congrès Français de Mécanique*, **2011**, Besançon, France.
- [ACTN5] S. Seguy\*, L. Arnaud, G. Dessein, T. Insperger, G. Peigné – Influence d'une vitesse de rotation variable sur les vibrations d'usinage en UGV, *5ème Assises Machines et Usinage Grande Vitesse*, **2008**, Nantes, France.
- [ACTN4] M. Fazzini\*, T. Wehbe, G. Dessein, L. Arnaud, S. Seguy – Stéréo-corrélation d'image : application aux vibrations d'une paroi mince en usinage, *Huitième Colloque International Francophone Méthodes et Techniques Optiques pour l'Industrie*, **2007**, Arcachon, France.
- [ACTN3] T. Wehbe\*, S. Seguy, G. Dessein, L. Arnaud, M. Fazzini – Mesure de champs de déplacements en vibrations : application à l'usinage de paroi mince, *18ème Congrès Français de Mécanique*, **2007**, Grenoble, France.
- [ACTN2] F.J. Campa\*, L.N. López de Lacalle, G. Aramendi, S. Seguy, L. Arnaud, G. Dessein, S. Herranz – Fresado de estructuras de rigidez reducida utilizando un modelo de estabilidad en el dominio de la frecuencia, *XVI Congreso de Máquinas-Herramienta y Tecnologías de Fabricación*, **2006**, Saint-Sébastien, Espagne.

[ACTN1] S. Seguy\*, L. Arnaud, G. Dessen, M. Baili, F.J. Campa, G. Aramendi – Intégration des comportements dynamiques dans l'usinage de pièces aéronautiques, *4ème Assises Machines et Usinage Grande Vitesse*, 2006, Aix-en-Provence, France.

### 4.3 Encadrement doctoral et scientifique

Bilan de l'encadrement doctoral et scientifique :

- 4 Thèses
- 2 Post Doctoral
- 1 M2R

#### 4.3.1 Thèses

- Zhenhang WU « *Improved design of nonlinear energy sink: application to passive vibration control* »

Financement : Programme UT-INSA/CSC, 42 mois

Encadrement : Pr. Manuel PAREDES 50 %, Sébastien SEGUY 50 %

Débutée le 01 octobre 2018, fin prévue avril 2022

- Donghai QIU « *Theoretical and experimental study of tuned nonlinear energy sink: application to passive vibration control* »

Financement : Programme UT-INSA/CSC, 42 mois

Encadrement : Pr. Manuel PAREDES 50 %, Sébastien SEGUY 50 %

Soutenue le 29 mars 2018, devant le jury composé de :

- M. Régis DUFOUR, Professeur à l'INSA de Lyon, Président
- M. Claude-Henri LAMARQUE, Professeur à l'ENTPE de Vaulx-en-Velin, Rapporteur
- M. Pierre-Alain YVARS, Professeur à l'ISAE-Supméca de Paris, Rapporteur
- M. Alain BERLIOZ, Professeur à l'Université Toulouse 3 Paul Sabatier, Examineur
- M. Sébastien SEGUY, Maître de conférences à l'INSA de Toulouse, Examineur
- M. Manuel PAREDES, Professeur à l'INSA de Toulouse, Examineur

- Tao LI « *Study of nonlinear targeted energy transfer by vibro-impact* »

Financement : Programme UT-INSA/CSC, 38 mois

Encadrement : Pr. Alain BERLIOZ 50 %, Sébastien SEGUY 50 %

Soutenue le 23 novembre 2016, devant le jury composé de :

- M. Claude-Henri LAMARQUE, Professeur à l'ENTPE de Vaulx-en-Velin, Président
- M. Gaël CHEVALLIER, Professeur à l'Université de Franche-Comté, Rapporteur
- M. Pierre-Olivier MATTEI, Chargé de recherche HDR au LMA de Marseille, Rapporteur
- M. Manuel PAREDES, Professeur à l'INSA de Toulouse, Examineur
- M. Sébastien SEGUY, Maître de conférences à l'INSA de Toulouse, Examineur
- M. Alain BERLIOZ, Professeur à l'Université Toulouse 3 Paul Sabatier, Examineur

- Étienne GOURC « *Étude du contrôle passif par pompage énergétique sous sollicitation harmonique. Analyses théoriques et expérimentales* »

Financement : Contrat doctoral MESR, 36 mois

Encadrement : Pr. Alain BERLIOZ 50 %, Sébastien SEGUY 50 %

Soutenu le 11 octobre 2013, devant le jury composé de :

- M. Claude-Henri LAMARQUE Professeur à l'ENTPE de Vaulx-en-Velin, Président
- M. Gaël CHEVALLIER, Maître de conférences HDR à l'ISAE-Supméca de Paris, Rapporteur
- M. Gaëtan KERSCHEN, Professeur à l'Université de Liège, Rapporteur
- M. Guilhem MICHON, Professeur à l'ISAE-SUPAERO de Toulouse, Examinateur
- M. Sébastien SEGUY, Maître de conférences à l'INSA de Toulouse, Examinateur
- M. Alain BERLIOZ, Professeur à l'Université Toulouse 3 Paul Sabatier, Examinateur

### 4.3.2 Post Doctoral

- Tao LI « *Chaotic characteristic of a linear oscillator coupled with vibro-impact nonlinear energy sink* »

6 mois, du 1<sup>er</sup> décembre 2016 au 31 mai 2017

Financement : Programme UT-INSA/CSC

Encadrement : Pr. Alain BERLIOZ 50 %, Sébastien SEGUY 50 %

- Oleksii SHTEHIN « *Stability of ball end milling on warped surface* »

12 mois, du 1<sup>er</sup> septembre 2013 au 31 août 2014

Financement : Bourse de mobilité, Université de Zhytomyr, Ukraine

Collaboration ENI de Tarbes et ICA à Toulouse

Encadrement : Pr. Gilles DESSEIN 20 %, Pr. Yann LANDON 20 %, Michel MOUSSEIGNE 20 %, Sébastien SEGUY 20 %, Vincent WAGNER 20 %

### 4.3.3 Master 2 Recherche

- Yannick BMEGAPTCHE TEKAP « *Récupération d'énergie vibratoire sur aile morphée par actionneur piézo-électrique* »

7 mois, du 1<sup>er</sup> février 2016 au 30 septembre 2016

Encadrement : 100 % Sébastien SEGUY

## 4.4 Expertise scientifique

Bilan de l'expertise scientifique :

- 87 articles pour des revues internationales
- une vingtaine d'articles pour des conférences
- 2 programmes internationaux et nationaux

### 4.4.1 Articles pour des revues internationales avec comité de lecture

*Nonlinear Dynamics*, 14 articles depuis 2014

*Journal of Sound and Vibration*, **11** articles depuis 2010  
*Machining Science and Technology*, **7** articles depuis 2011  
*International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, **6** articles depuis 2016  
*International Journal of Machine Tools and Manufacture*, **6** articles depuis 2014  
*Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, **4** article depuis 2010  
*Mechanics & Industry*, **4** articles depuis 2009  
*Mechanical Systems and Signal Processing*, **3** articles depuis 2019  
*Shock and Vibration*, **3** articles depuis 2011  
*Applied Sciences*, **2** articles depuis 2015  
*Journal of Engineering Manufacture, Part B - Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, **2** articles depuis 2011  
*Journal of Fluids and Structures*, **2** articles depuis 2016  
*Journal of Manufacturing Science and Engineering*, **2** articles depuis 2010  
*Sensors*, **2** articles depuis 2012  
*Advanced Materials Research*, **1** article depuis 2010  
*Advances in Mechanical Engineering*, **1** article depuis 2018  
*British Journal of Applied Science & Technology*, **1** article depuis 2013  
*Chinese Journal of Aeronautics*, **1** article depuis 2014  
*Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, **1** article depuis 2020  
*IEEE Acces*, **1** article depuis 2018  
*International Journal of Aerospace Engineering*, **1** article depuis 2020  
*International Journal of Applied Mechanics*, **1** article depuis 2018  
*International Journal of Manufacturing Technology and Management*, **1** article depuis 2014  
*Journal of Applied Mechanics*, **1** article depuis 2018  
*Journal of Mechanical Engineering - Strojniški Vestnik*, **1** article depuis 2011  
*Journal of Mechanical Science and Technology*, **1** article depuis 2013  
*Journal of Vibration and Control*, **1** article depuis 2016  
*Mathematical Problems in Engineering*, **1** article depuis 2018  
*Measurement*, **1** article depuis 2013  
*Meccanica*, **1** article depuis 2015  
*Mechanism and Machine Theory*, **1** article depuis 2020  
*Metals*, **1** article depuis 2015  
*Physica D: Nonlinear Phenomena*, **1** article depuis 2017

#### 4.4.2 Articles pour des Conférences Internationales

*IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics* 2013, 2015

*IMECE/ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition* 2011, 2012, 2013

#### 4.4.3 Programmes internationaux et nationaux

Novembre 2018, FONDECYT N° 1191294, Chile's Research Council, Université du Chili, « *Development of a bi-axial piezoelectric-based intelligent system for active error compensation in the milling of flexible components* », Budget : 197 k€

Octobre 2018, ANRT cifre 2018/0950, Entreprise SECO-EPB , Laboratoire EA 751- Laboratoire d'Ingénierie des Systèmes Physiques et Numériques, « *Étude et optimisation des processus d'usinage utilisant des dispositifs à amortissement passif* »

### 4.5 Collaborations scientifiques

— Université de Bilbao, Espagne. Collaboration avec l'équipe de L.N. LÓPEZ DE LACALLE depuis 2005. Les travaux portent sur l'étude de la stabilité du fraisage de grande pièce de structure [SEG 08A] [CAM 11].

— Université de Worcester WPI, MA, États-Unis. Collaboration avec M.S. FOFANA depuis 2006. Les travaux portent sur l'analyse mathématique des vibrations d'usinage [FOF 11].

— Fundacion Tekniker-IK4, Eibar, Espagne. Collaboration avec O. GONZALO depuis 2007. Les travaux portent sur la simulation numérique de l'usinage de parois minces [ARN 11].

— Université de Budapest, Hongrie. Collaboration avec T. INSPERGER depuis 2007. Les travaux portent sur l'étude de la stabilité en usinage [SEG 10A] [SEG 10B] [SEG 11] [SEG 14].

— Université de Duke, Durham, NC, États-Unis. Collaboration avec B.P. MANN depuis 2011. Les travaux portent sur le développement de *Nonlinear Energy Sink* (NES) sur les systèmes à retard (tournage) [GOU 15A].

— Université de Zhytomyr, Ukraine. Collaboration avec O. SHTEHIN depuis 2013. Les travaux portent sur la stabilité du fraisage en 5 axes [SHT 17] [SHT 18].

— Chinese Academy of Sciences, Suzhou, Chine. Collaboration avec D. QIU depuis 2018. Les travaux portent sur la conception de NES à vibro-impact [QIU 19B].

— École Nationale d'Ingénieurs de Tarbes (ENIT), France. Collaboration avec l'équipe Mécanique des Matériaux, des Structures et Procédés (M2SP) depuis 2009. Les travaux portent sur les vibrations d'usinage [ARN 11] [GOU 11] [GOU 12] [MOU 13] [SEG 14] [SHT 17] [SHT 18].

— École Nationale des Travaux Publics de l'État (ENTPE), France. Collaboration avec C.H. LAMARQUE depuis 2017. Les travaux portent sur l'analyse des comportements chaotiques observés sur les absorbeurs non linéaires de type NES à vibro-impact [LI 18] [LI 19].

## 4.6 Responsabilités scientifiques

- Porteur du projet « *Développement d'un absorbeur de vibrations innovant : NES (Nonlinear Energy Sink)* » Budget de 35 k€ dont 22 k€ BQR INSA 2010
- Participation au dépôt du projet ANR « *Emorphing* » 2015 Rédaction de la partie vibrations et dynamique non linéaire pour l'ICA. Partenaire : ICA, IMFT, IMT, ISAE-SUPAERO, LAPLACE, ONERA, AIRBUS
- Participation au dépôt du projet PRES/Région FAIR-e « *Fatigue of wing fAirings Induced by the inteRaction with the engine jet* » 2015 Rédaction du projet. Partenaire : ISAE-SUPAERO et ICA
- Participation au dépôt du projet RTRA « *Smart Morphing and Sensing* » 2016 Rédaction de la partie vibrations et dynamique non linéaire pour l'ICA. Partenaire : ICA, IMFT, IMT, ISAE-SUPAERO, LAPLACE, ONERA
  
- Examineur au jury de thèse de Volodymyr IURASOV, le 29 janvier 2018 Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique UMR 7031, Marseille « *Contrôle passif en vibroacoustique avec absorbeur dynamique bistable* »
  
- Participation à la création et représentant de l'INSA Toulouse au GDR 3437 DYNOLIN « *DYnamique NOn LINéaire* » depuis octobre 2009
- Membre élu du Conseil de Laboratoire de l'Institut Clément Ader de 2014 à 2020
- Membre de la commission parrainage à l'École Doctorale MEGEP depuis janvier 2012
  
- Organisation des journées du GDR 3437 DYNOLIN « *Dynamique Non Linéaire* », 19-20 octobre 2017, Institut Clément Ader, Toulouse, 70 participants
- Membre du comité d'organisation du congrès ASME 2012, *International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE)*, Track 3 : Design, Materials, and Manufacturing, Topic organizer Area 15 : Machine and Tool Vibration's Challenges in Manufacturing Industry, Huston, TX, 9-15 novembre 2012
- Membre du comité d'organisation du 13<sup>e</sup> *Colloque National AIP-Primeca*, Mont-Dore, 27-30 mars 2012
- Membre du comité d'organisation du congrès ASME 2011, *International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE)*, Track 16 : Design & Manufacturing, Topic organizer Area 11 : High Speed Machining Models, Regenerative Chatter Anomalies and Measurement, Denver, CO, 11-17 novembre 2011
- Membre du comité d'organisation du congrès ICSAAM 09, *The International Conference on Structural Analysis of Advanced Materials*, Tarbes, 7-10 septembre 2009
  
- Nombre de citations (Web of Science / Scopus / Google Scholar) : 692 / 855 / 1288
- H-index (Web of Science / Scopus / Google Scholar) : 15 / 16 / 18

---

# Introduction

---

CE DOCUMENT présente la synthèse des travaux de recherche entrepris depuis la soutenance de ma thèse en 2008, et mon projet de recherche pour les années à venir. Mes travaux de recherche s'inscrivent dans le domaine très large des vibrations, ces activités ont été menées à l'Institut Clément Ader UMR CNRS 5312. Tous ces travaux n'auraient évidemment pas vu le jour sans la contribution de mes collègues, des étudiants et des doctorants que j'ai encadrés. Je tiens à les remercier ici, car ils m'ont tous beaucoup apporté scientifiquement et humainement dans mon métier d'enseignant-chercheur.

J'ai fait le choix de concentrer dans ce mémoire les idées essentielles qui ont guidé mes travaux et les résultats obtenus. Les détails techniques sont donnés dans les articles publiés, la bibliographie y est bien mieux détaillée que dans le corps de ce document. L'intégralité de mes publications est accessible à l'adresse suivante : <https://cv.archives-ouvertes.fr/sebastien-seguy>.

Dans le chapitre I, nous traiterons des vibrations dans le domaine de l'usinage. Après avoir présenté le contexte de mes travaux, nous nous intéresserons au cas particulier des parois minces. Puis, nous analyserons une approche de réduction des vibrations visant à utiliser des paliers magnétiques. Ensuite, nous développerons l'adaptation des lobes de stabilité au fraisage d'une surface inclinée. Enfin, l'étude d'un cas industriel de tournage interrompu viendra achever cette partie.

Le chapitre II s'intéresse au contrôle passif des vibrations avec un absorbeur non linéaire de type *Nonlinear Energy Sink* (NES). Après avoir présenté le contexte des travaux, nous nous intéresserons à l'étude d'un NES à non-linéarité cubique. Ensuite, les travaux porteront sur le développement pratique d'une non-linéarité cubique pure, c'est-à-dire sans terme linéaire. Enfin, l'étude d'un NES bistable viendra clôturer cette partie.

Le chapitre III est consacré à un nouvel absorbeur de type NES, dont la non-linéarité est produite par un impact. Après avoir présenté le contexte des travaux et la démarche de recherche, nous présenterons l'étude fine du NES à vibro-impact. Ensuite, les travaux se porteront sur l'analyse du couplage d'absorbeurs en parallèle. Puis, les régimes chaotiques observés et l'identification des coefficients de restitution seront présentés. Enfin, nous détaillerons une application originale dont l'objet est de contrôler les vibrations sur un système instable à retard, dans le domaine de l'usinage par enlèvement de matière.

Au fil de chaque chapitre, je préciserai les travaux en cours. Dans le chapitre [IV](#), je détaillerai mon projet de recherche pour les années suivantes, il contient les pistes de travail qui me sont chères et que je souhaite développer au travers de l'encadrement de thèse de doctorat et de collaborations avec des experts sur des points plus spécifiques.

Enfin, je terminerai ce document par une conclusion qui se voudra volontairement plus personnelle.

---

## Vibrations d'usinage

---

LES VIBRATIONS d'usinage sont traitées dans ce chapitre. Après avoir présenté le contexte des travaux, nous nous intéresserons au cas particulier des parois minces. Puis, nous analyserons une approche de réduction des vibrations visant à utiliser des paliers magnétiques. Ensuite, nous développerons l'adaptation des lobes de stabilité au fraisage d'une surface inclinée. Enfin, l'étude d'un cas industriel de tournage interrompu viendra achever cette partie.

### I.1 Introduction

#### I.1.1 Vibrations régénératives

Les vibrations sont bien connues dans le domaine de l'usinage. On retrouve classiquement des vibrations forcées produites par une variation périodique des efforts de coupe et plus spécifiquement des vibrations auto-entretenues ou broutement. Les premiers travaux de TAYLOR, au début du XX<sup>e</sup> siècle [TAY 1907], décrivaient les vibrations auto-entretenues par « *Chatter is the most obscure and delicate of all the problems facing the machinist, and in the case of castings and forgings of miscellaneous shapes probably no rules or formulae can be devised which will accurately guide the machinist in taking the maximum cuts and speeds possible without producing chatter* ». En effet, elles dégradent fortement l'état de surface, en générant des stries sur la pièce (figure 1), c'est ainsi qu'il a fallu attendre plus de 50 ans avant que les premières *rules or formulae* soient établies.

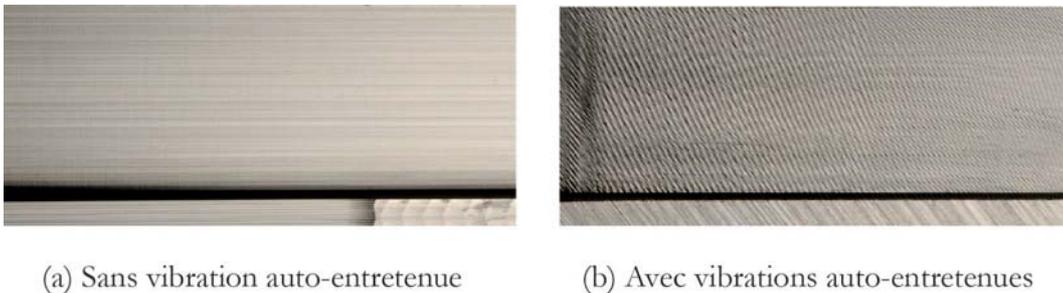


Figure 1 — Détail d'une surface usinée.

Les premières études ont essayé d'expliquer le broutement par la friction entre l'outil et la pièce [ARN 48] [WIE 01] ou encore par le couplage de plusieurs modes de vibrations [TLU 63]. Ce broutement primaire (non régénératif) ne permettait pas toujours d'expliquer les phénomènes observés. Par la suite, TOBIAS présente une des principales sources des vibrations auto-entretenues : la régénération de la surface [TOB 58]. Cette théorie se base sur le constat que de nombreuses opérations d'usinage correspondent à des passes successives de l'outil sur une trace précédemment réalisée (figure 2). Le mouvement vibratoire actuel est directement influencé par l'historique de l'usinage. Un des paramètres à la source du phénomène est donc le temps entre deux coups de dent : le temps de retard. Il est un des éléments clefs pour la modélisation des vibrations régénératives.

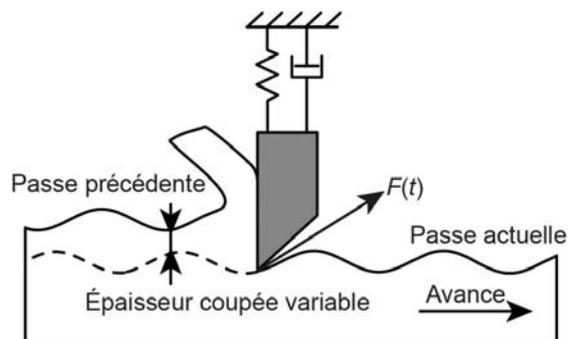


Figure 2 — Phénomène de régénération de la surface.

## I.1.2 Modélisation

L'étude de la dynamique en usinage se divise en deux grandes approches :

- Les études dédiées à l'analyse de la stabilité.
- Les approches simulant le comportement dynamique par une intégration temporelle.

La modélisation des vibrations régénératives conduit à une équation différentielle à terme retard. Historiquement, les premières études se sont focalisées sur l'étude du procédé de tournage [TOB 58]. Dans ce cas, tous les coefficients sont constants, l'étude de la stabilité est possible analytiquement en appliquant le critère de Nyquist [TLU 63]. La représentation classique de la stabilité est effectuée dans le plan de la profondeur de passe axiale (raideur) en fonction de la vitesse de rotation (pulsation). Ce tracé, bien connu sous le nom de lobes de stabilité (figure 3), permet de choisir des conditions de coupe stable, sans apparition de vibrations régénératives. La généralisation au fraisage est plus complexe, car la variation des efforts de coupe induit des coefficients périodiques. Les travaux d'ALTINTAS ont permis de disposer d'une approche semi-analytique [ALT 95]. La précision de cette approche a été améliorée [MER 04], elle est actuellement très utilisée de par sa simplicité et son efficacité pour obtenir le tracé des lobes. Des travaux plus récents ont permis d'utiliser la théorie de Floquet, en approchant l'opérateur de transition de Floquet de dimension infinie, citons notamment la semi-discrétisation développée par INSPIERGER [INS 11]. Cette approche est très performante lorsque la coupe est discontinue et permet de détecter l'instabilité de Flip (*period doubling*). Enfin des travaux utilisent les outils de la dynamique non linéaire tels que le théorème de la variété centrale (*Center Manifold Theorem*) et la transformation en forme normale (*Normal Form Transformation*). L'analyse des bifurcations ainsi obtenues permet alors d'étudier la stabilité du système [MOL 17].

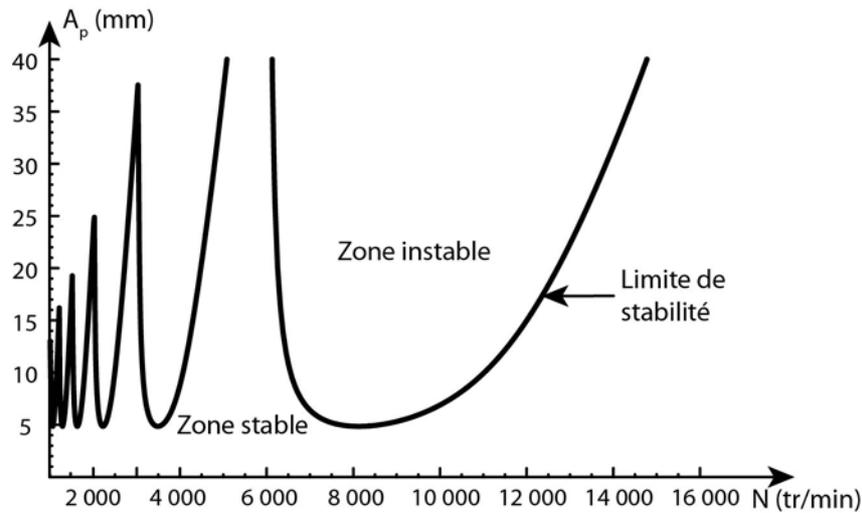


Figure 3 — Lobes de stabilité.

L'autre grande approche vise à utiliser massivement la simulation temporelle, basée sur le calcul numérique. Les premiers travaux ont surtout été utilisés pour retrouver le tracé des lobes de stabilité par balayage des paramètres [SMI 93]. Les développements importants ont rendu cette approche très puissante [CAM 03]. Elle permet de modéliser finement l'enlèvement de matière et ainsi de générer la surface usinée sur des cas en 2D [SUR 07] et 3D [LOR 08]. C'est une approche très prometteuse, car toutes les particularités de l'usinage peuvent être modélisées : le faux rond, la loi de coupe non linéaire, le couplage modal... [TAN 16].

### I.1.3 Positionnement

Mes activités de recherche sur les vibrations d'usinage s'inscrivent naturellement dans le contexte présenté en partie I.1 et dans la continuité de mes travaux de thèse. C'est une thématique qui me tient à cœur et qui constitue le fil rouge de mes activités de recherche. J'ai ainsi développé plusieurs collaborations nationales et internationales, permettant d'approfondir les modélisations et les études expérimentales, les contributions portent sur les points suivants :

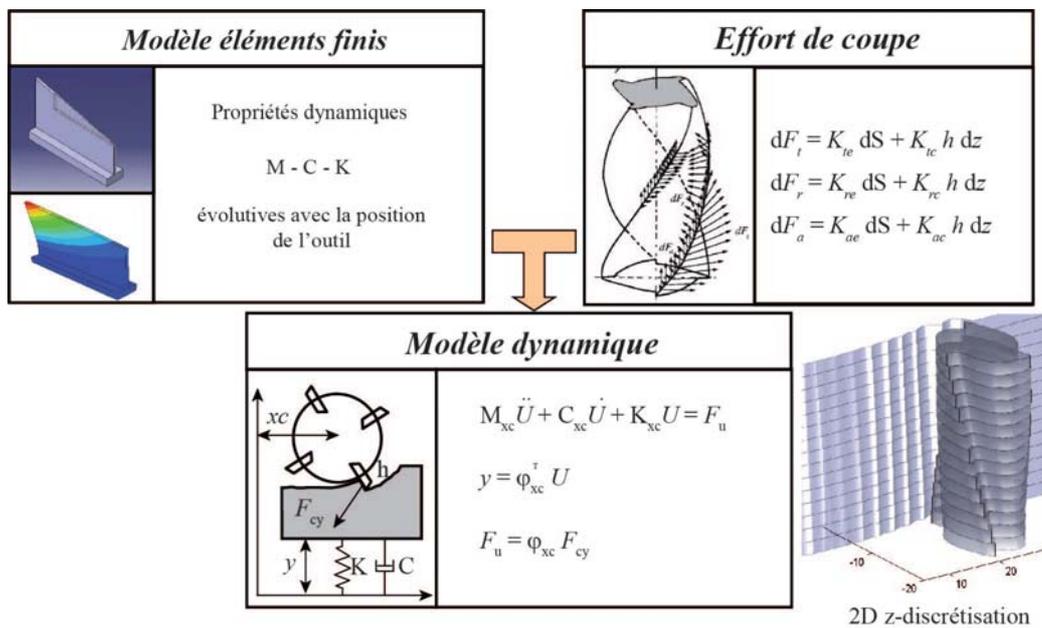
- L'étude réaliste des vibrations sur des pièces souples à parois minces avec une approche de simulation temporelle sophistiquée.
- L'étude des broches à paliers magnétiques actifs, pour réduire les vibrations.
- La stabilité de l'usinage d'une surface inclinée par l'extension de l'approche semi-analytique avec plusieurs géométries d'outils dans le domaine de l'usinage 5 axes.
- L'extension de la semi-discrétisation au tournage interrompu.

## I.2 Pièce souple à parois minces

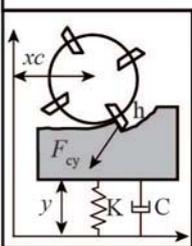
Ces travaux sont le fruit d'une collaboration internationale entre la Fondation Tekniker-IK4 en Espagne, l'ENI de Tarbes et l'ICA à Toulouse, publiés dans l'article suivant [ARN 11].

L'objectif de cette étude est d'analyser finement le comportement réel d'une paroi mince lors d'une opération de fraisage de profil avec un engagement axial croissant et un engagement radial significatif (2 mm pour une épaisseur de 3 mm). Ces travaux s'inscrivent donc dans le contexte aéronautique de production de pièces souples avec une productivité élevée. Pour cela nous avons développé une modélisation poussée, basée sur la simulation temporelle et une analyse expérimentale complète, allant de la mesure des efforts de coupe au déplacement vibratoire.

La démarche de modélisation est présentée sur la [figure 4](#). Un modèle éléments finis permet de calculer l'évolution des paramètres dynamiques (fréquence et déformée modale, raideur et masse) en prenant en compte l'enlèvement de matière progressif et l'évolution de la position de l'outil. Le modèle est recalé expérimentalement pour accroître la précision. Les efforts de coupe sont calculés suivant les 3 directions, avec le modèle complet développé par Altintas [ALT 04]. L'effort résultant est obtenu, à tout instant, par discrétisation puis intégration le long de l'arête de coupe, en reproduisant précisément la géométrie et le contact outil-pièce. Le modèle dynamique se base sur la représentation modale, avec le déplacement dans la direction perpendiculaire à l'avance et une variation des caractéristiques suivant la direction axiale. Les paramètres dynamiques sont mis à jour au cours du calcul. Le profil usiné est reconstitué par une discrétisation fine de la surface usinée, la sortie de la matière de l'outil sous les vibrations est prise en compte et le talonnage est détecté avec l'angle de dépouille instantané. Le talonnage est modélisé par une augmentation importante de l'amortissement, afin de respecter l'angle de dépouille. Globalement, tous les phénomènes importants sont pris en compte et modélisés finement.



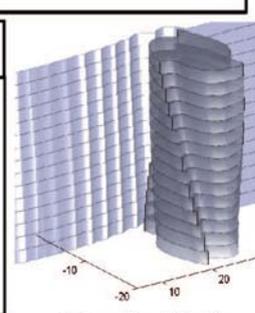

**Modèle dynamique**



$$M_{xc} \ddot{U} + C_{xc} \dot{U} + K_{xc} U = F_u$$

$$y = \varphi_{xc}^T U$$

$$F_u = \varphi_{xc} F_{cy}$$



2D z-d discrétisation

Figure 4 — Démarche de modélisation.

Des essais de rainurages ont permis d'obtenir les six coefficients spécifiques de la loi de coupe. Le modèle d'effort de coupe a ensuite été utilisé pour du fraisage de profil ([figure 5](#)). Les résultats montrent une très bonne corrélation entre les simulations et les efforts mesurés, permettant de valider l'approche utilisée.

Une vingtaine d'essais ont été réalisés pour étudier la stabilité. Un usinage stable est présenté [figure 6](#). La pièce ne présente pas de marque de vibrations. Le spectre fréquentiel est composé

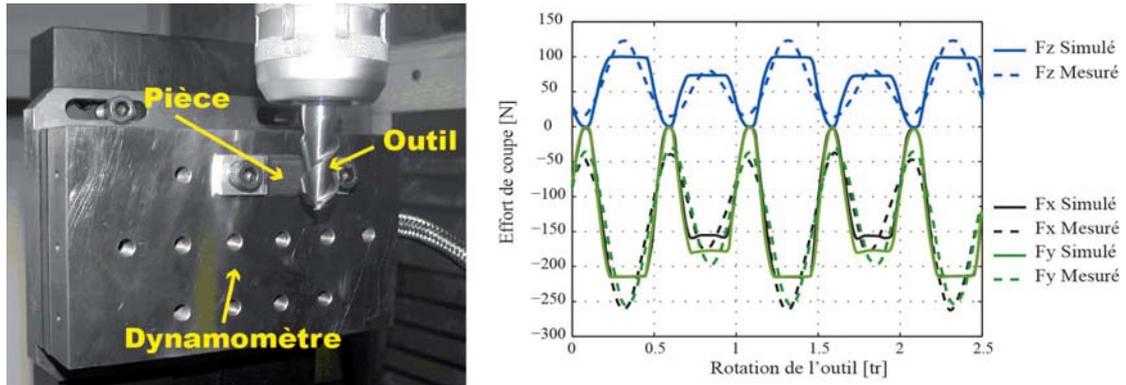


Figure 5 — Montage expérimental pour la validation de la loi de coupe et comparaison des efforts calculés et mesurés ( $A_p = 17,5$  mm ;  $A_e = 2$  mm ;  $f_z = 0,12$  mm/dent ;  $N = 5000$  tr/min).

exclusivement d'harmonique à la fréquence de passage des dents, car la coupe est fortement interrompue avec un rapport  $A_e/D = 0,125$ . De la même façon, un usinage instable présente de fortes traces des vibrations et un spectre fréquentiel dominé par la fréquence de broutement synchronisée, dans ce cas, sur le mode 2 de flexion. Les comparaisons montrent une très bonne corrélation entre les essais et les calculs. La simulation permet donc de prédire correctement la stabilité de l'usinage.

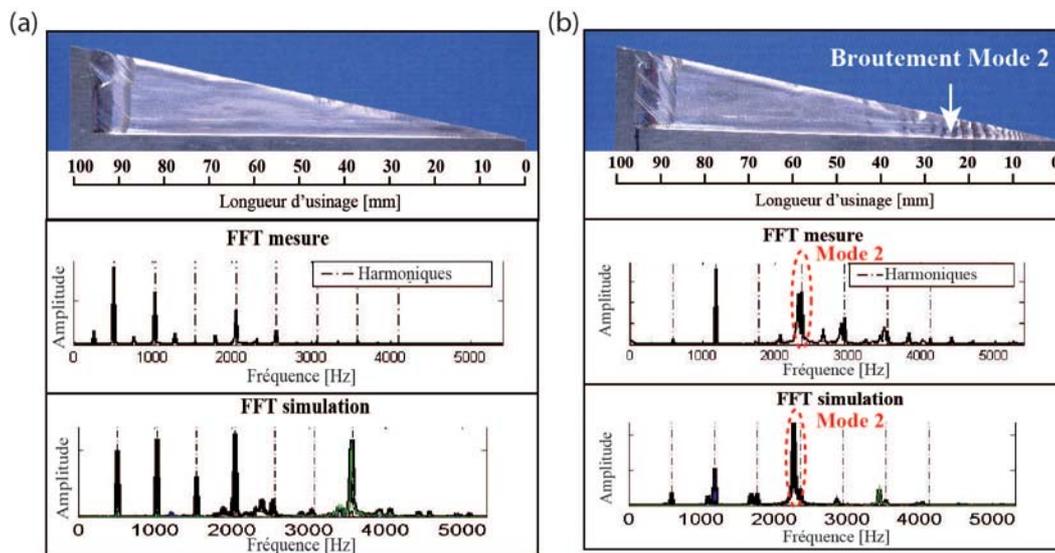


Figure 6 — Comparaison entre simulation et mesure : (a) usinage stable à 15330 tr/min, (b) usinage instable à 17660 tr/min.

Afin de vérifier les réelles capacités prédictives du modèle, le déplacement expérimental a été comparé au déplacement simulé (figure 7). D'un point de vue qualitatif, les mêmes phénomènes sont détectés : stabilité entre 0 et 25 mm, forte instabilité entre 25 et 45 mm, stabilité entre 45 et 75 mm et instabilité entre 75 et 80 mm avec le retour statique de 1,5 mm lié à l'arrêt de l'avance, mais ici non modélisé.

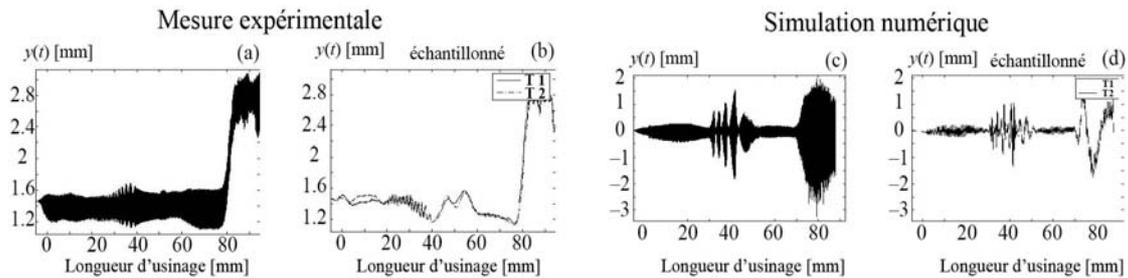


Figure 7 — Comparaison du déplacement simulé et mesuré pour un usinage instable à 12666 tr/min.

Cependant, du point de vue quantitatif les écarts entre les déplacements mesurés et simulés sont d'un ordre de grandeur dans les cas où l'instabilité est très forte, malgré tous les efforts que nous avons mis en œuvre. Les approches de modélisation utilisées, robustes pour les vibrations d'outils ou de pièces massives ont atteint leurs limites. La simulation réaliste des fortes vibrations sur des pièces souples à parois minces est une tâche bien plus complexe, les points suivants devront être explorés avec beaucoup d'intérêt :

- Pour de faibles épaisseurs de copeaux, il est difficile de considérer une proportionnalité directe entre la section du copeau et les efforts de coupe. Une loi de coupe non linéaire serait plus réaliste, avec le développement de nouvelles méthodes pour l'identification fiable des coefficients de coupe.
- L'atténuation des vibrations est certainement provoquée par le contact entre la face de dépouille de l'outil et la pièce, ce phénomène de talonnage nécessite le développement de modèles plus réalistes.

Ces résultats m'ont permis d'orienter mes activités de recherche vers :

- Les solutions permettant de réduire les vibrations (I.3, page 22).
- Les approches dédiées à la stabilité de l'usinage, de type semi-analytique (I.4, page 25) et par semi-discrétisation (I.5, page 27).

### I.3 Broche à paliers magnétiques actifs

Ces travaux ont été réalisés dans le cadre d'une collaboration nationale entre l'ENI de Tarbes et l'ICA à Toulouse, publiés dans les articles suivants [GOU 11] [GOU 12].

Cette étude vise à développer une solution permettant de réduire les vibrations d'usinage, idéalement en temps réel. Dans ce cas, afin d'agir sur les vibrations, il est nécessaire d'avoir un temps de réponse suffisamment rapide, *a priori*, les broches à paliers magnétiques actifs le permettent.

Nous avons développé un nouveau modèle dynamique pour l'usinage avec une broche à paliers magnétiques (figure 8). La broche est modélisée dans le plan  $xy$  par une barre uniforme (masse et longueur du rotor) avec une troncature modale après le deuxième mode. L'effet gyroscopique est négligeable ici (I.5, page 27) et le balourd est directement pris en compte dans la boucle de commande. Classiquement, les efforts de coupes sont obtenus avec une loi de coupe linéaire, l'effet régénératif est pris en compte ainsi que la non-linéarité induite par la sortie de la coupe

lorsque l'amplitude des vibrations est importante (le talonnage n'est pas nécessaire ici). Les paliers magnétiques génèrent une force afin de maintenir la position de l'axe du rotor. Ils sont pilotés en mode différentiel : le courant dans les bobines est la somme du courant moyen (courant de polarisation)  $i_0$  et du courant de commande  $i$ . La clef de la modélisation réside dans le modèle d'asservissement, car il génère la force appliquée au rotor en réaction aux efforts de coupe. Dans ce travail, le fabricant (MECOS AG) nous a fourni tous les paramètres ainsi que son logiciel de paramétrage et sa documentation interne. De façon simplifiée, la commande est composée d'une compensation des forces statiques, d'une boucle de contrôle similaire à un régulateur à action proportionnelle dérivée avec un filtre passe-bande et d'une génération du courant de polarisation (figure 8). Le modèle d'asservissement réel s'est avéré d'une forte complexité, il a fallu du temps pour l'appivoiser. Finalement, l'ensemble de la modélisation a été résolu en temps par la simulation temporelle. Une grande attention a été portée à la stabilité du schéma d'intégration ici un Runge-Kuta (2,3), utilisé directement dans Matlab-Simulink.

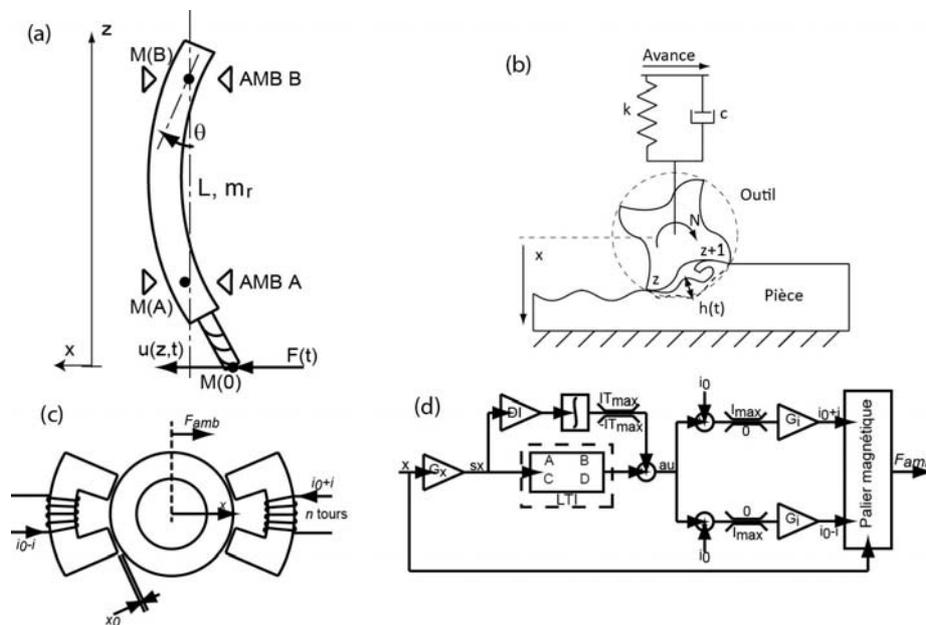


Figure 8 — Modélisation de la broche à paliers magnétiques : (a) modèle mécanique, (b) modèle dynamique avec effet régénératif, (c) modèle du palier magnétique, (d) modèle simplifié de l'asservissement.

En réalisant un grand nombre de simulations et en utilisant un critère de stabilité, ici du type *peak to peak* [SMI 93], il est possible de retracer la carte de stabilité du système (figure 9). Elle contient la stabilité asymptotique classique ainsi que des zones additionnelles liées aux vibrations forcées. En effet, les vibrations forcées induisent des effets néfastes sur la broche provoquant son arrêt par une mise en sécurité des paliers. Il est donc essentiel de les prendre en compte. Nous avons également constaté que les possibilités de contrôle des vibrations étaient très faibles, car seulement un tiers de la course des paliers (quelques centièmes de millimètre) est utilisable pour le pilotage actif, en temps réel, de l'axe de la broche. Les deux autres tiers sont nécessaires pour compenser les dilatations thermiques et la mise en sécurité du rotor.

Une étude de sensibilité a permis d'étudier l'influence des formes propres du rotor sur la stabilité de la broche. Pour cela, la position des nœuds des modes 1 et 2 par rapport à la position du centre des paliers magnétiques a été testée (figure 10). Il est difficile d'espérer des gains impor-

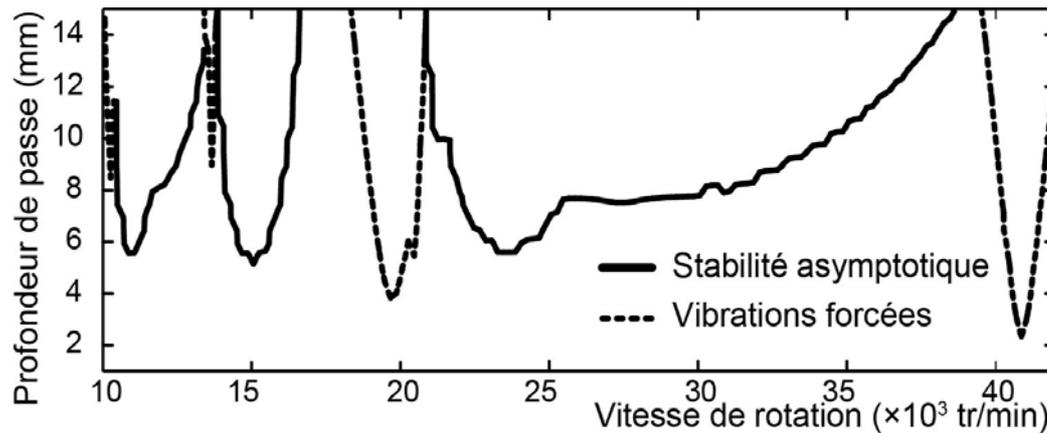


Figure 9 — Carte de stabilité pour une broche à paliers magnétiques.

tants de stabilité, en déplaçant les nœuds de la broche. Plus on s'éloigne de la coïncidence des nœuds ( $\varphi_2$  fixe et  $\varphi_1 = 0,03$  soit 3 % d'écart) plus on déstabilise le système. Il est important que les nœuds des modes propres soient le plus près des paliers, mais cela induit qu'il est impossible de contrôler les vibrations des modes avec les paliers magnétiques, car justement les actionneurs sont sur les nœuds des modes. De la même façon, l'étude de l'effet du gain général de l'opérateur LTI (cf. figure 8, page 23) a montré un gain marginal avec une forte possibilité de dégrader le comportement.

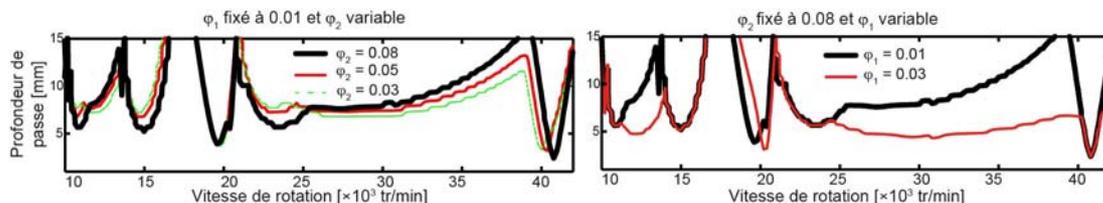


Figure 10 — Influence de la position des nœuds de vibrations sur la stabilité de la broche.

Une large étude expérimentale a été conduite avec plus d'une centaine d'essais d'usinage. L'effet des vibrations forcées a été retrouvé expérimentalement avec un arrêt de la broche et une mise en sécurité. La carte de stabilité a été validée par les mesures vibratoires, avec une bonne corrélation entre les essais et la modélisation. En outre, il est parfois délicat d'avoir une rotation à vide toujours stable, car de toutes petites variations des paramètres d'asservissement peuvent suffire à déstabiliser le rotor, et cela même à vitesse nulle.

Pour conclure, nous avons développé une nouvelle modélisation pour les broches à paliers magnétiques, très performante, et validée expérimentalement. L'objectif initial visant à développer une solution permettant de réduire les vibrations d'usinage, idéalement en temps réel, n'est pas envisageable en pratique. Les paramètres d'asservissement sont difficilement ajustables pour réduire les vibrations d'usinage. Les broches à paliers magnétiques sont très sensibles aux vibrations forcées et sont finalement très peu utilisées en usinage.

De mon point de vue, ce n'est pas une piste de recherche à poursuivre pour réduire les vibrations d'usinage. Dans la suite de mes activités, j'ai étudié des absorbeurs passifs non linéaires bien plus prometteurs en usinage.

## I.4 Surface inclinée

Ces travaux sont issus d'une collaboration internationale entre l'Université de Zhytomyr en Ukraine, l'ENI de Tarbes et l'ICA à Toulouse, publiés dans les articles suivants [MOU 13] [SHT 17] [SHT 18].

L'objectif est d'adapter l'approche semi-analytique à l'usinage d'une surfaces inclinée afin d'en étudier la stabilité. Pour cela, nous avons débuté avec un outil torique [MOU 13]. Les caractéristiques dynamiques (raideur et fréquence propre) sont obtenues en modélisant l'outil comme une poutre encastrée-libre (figure 11) puis en utilisant le méthode énergétique de Ritz. Les développements numériques ont visé à obtenir finement l'angle d'entrée et de sortie ainsi que la section réelle du copeau (figure 11).

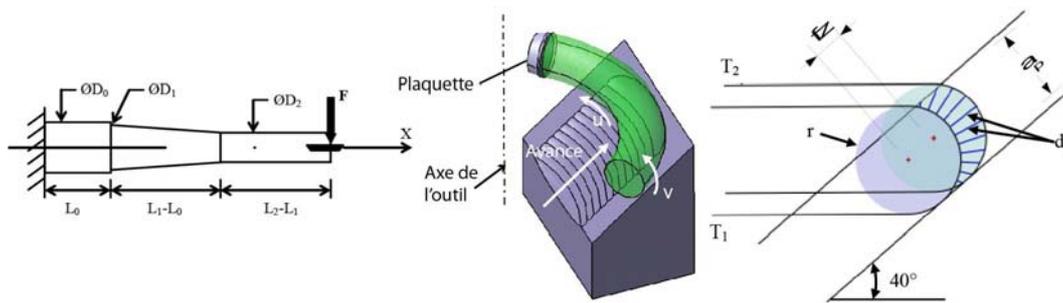


Figure 11 — Modélisation de l'outil, calcul de l'immersion de l'outil et calcul de la section de copeau.

Pour cela l'identification, du secteur d'outil en prise, est réalisée à l'aide de l'outil *ChipThick*, développé à l'Institut Clément Ader. La mesure des efforts de coupe a permis de déterminer finement les coefficients de coupes. Les lobes de stabilité sont alors tracés avec un angle de détachement variant de  $10^\circ$  à  $60^\circ$  par incrément de  $10^\circ$ . Les résultats sont analysés expérimentalement avec une approche innovante utilisant des caméras rapides. Il apparait alors une zone d'incertitude sur le tracé des lobes : des essais prévus comme instables sont en réalité stables. Une étude de sensibilité sur l'incertitude des paramètres utilisés pour le tracé permet d'apporter un début de réponse, sans expliquer l'hypothèse manquant dans l'approche que nous utilisons.

Pour affiner la modélisation, nous avons choisi de travailler sur un outil de type hémisphérique [SHT 17]. Sur une surface horizontale, la profondeur de passe ( $a_p$ ) est égale au rayon effectif ( $a_{p,r}$ ), cette hypothèse n'est plus correcte pour une surface inclinée (figure 12 (a)). De plus, l'augmentation du rayon effectif induit un effet non linéaire sur l'angle de contact, modifiant les coefficients directionnels de fraisage utilisés pour tracer les lobes de stabilité (figure 12 (b)). Pour modéliser cet effet, les lobes de stabilité sont tracés dans le plan vitesse de rotation (tr/min) et rayon effectif (mm). Une nouvelle approche itérative de linéarisation est utilisée (figure 12 (c)). Elle permet par une discrétisation du rayon effectif d'obtenir les paramètres exacts : angle d'entrée, de sortie et coefficients directionnels.

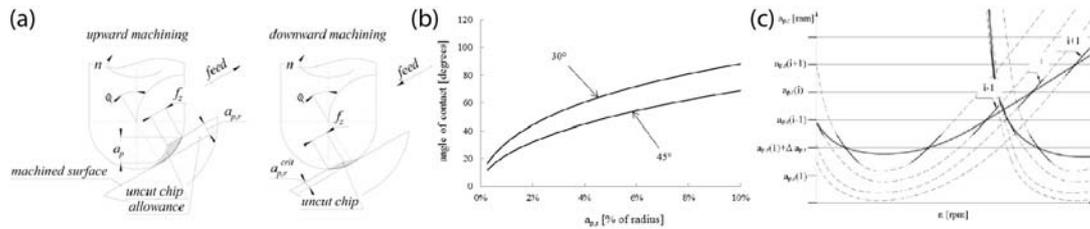


Figure 12 — Outil de type hémisphérique : (a) différence entre le rayon effectif ( $a_{p,r}$ ) et la profondeur de passe ( $a_p$ ), (b) effet non linéaire du rayon effectif sur l'angle de contact pour un angle de détalonnage de  $30^\circ$  et  $45^\circ$ , (c) procédure itérative pour tracer les lobes de stabilité.

La précision dépend directement du pas de discrétisation, il convient donc de le choisir après une étude de convergence. Notre approche améliorée est comparée à l'approche classique (figure 13). Il apparaît clairement une meilleure prédiction de la limite basse des lobes de stabilité, cohérente avec les observations expérimentales. La limite de stabilité est augmentée d'un facteur proche de deux, par une modélisation de l'effet non linéaire du rayon effectif sur l'angle de contact.

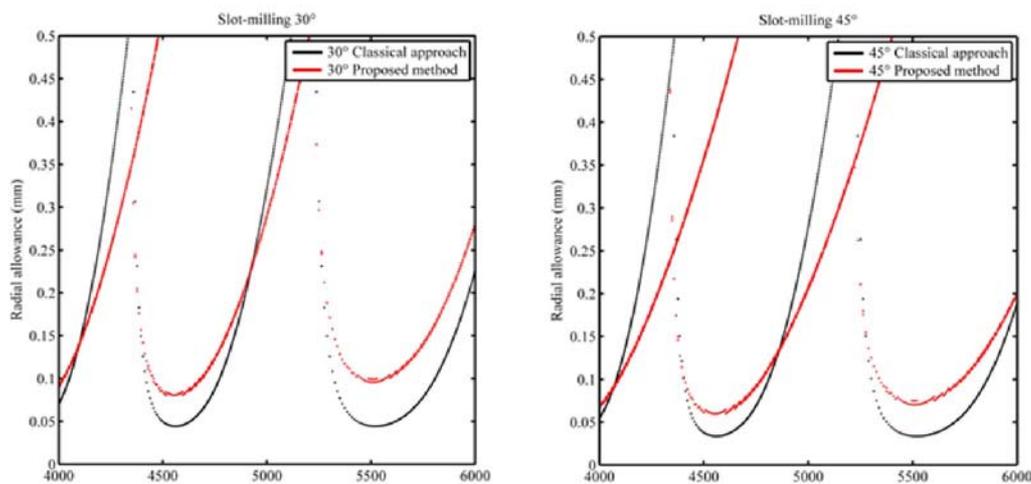


Figure 13 — Lobes de stabilité en rainurage, comparaison entre l'approche classique et la méthode proposée.

Une large campagne expérimentale a été conduite pour valider la modélisation proposée. Il apparaît une très bonne corrélation entre les essais et la simulation pour la prédiction de la profondeur de passe sans broutement [SHT 18]. L'angle de détalonnage a un impact direct sur la stabilité, une déduction de l'angle induit une réduction du broutement. Classiquement, le broutement apparaît à une fréquence proche de la fréquence propre. Une analyse approfondie des essais a permis de mettre en évidence un broutement transitoire à basse fréquence. Ce phénomène nouveau est identifiable sur un spectrogramme (figure 14). Le broutement basse fréquence intervient au début de l'usinage, en dégradant très fortement l'état de surface sur la pièce. Le mode d'usinage influence aussi beaucoup ce phénomène bien plus présent en opposition qu'en avalant, ce qui laisse penser qu'il est lié à la formation du copeau.

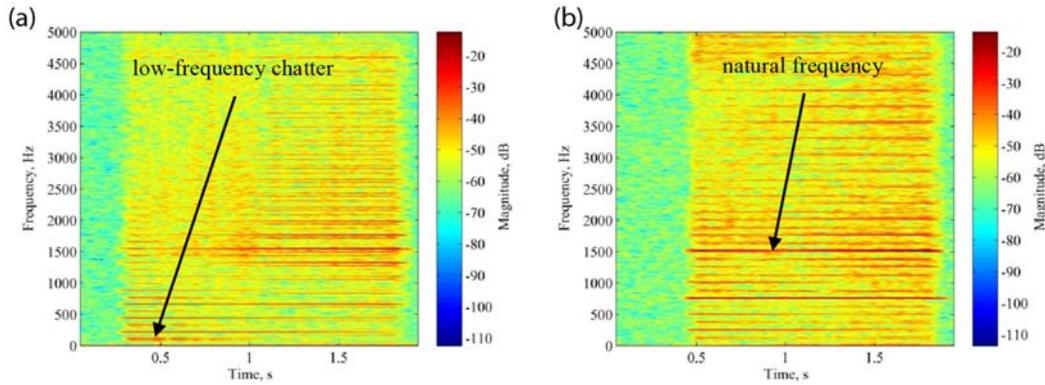


Figure 14 — Spectrogramme pour un usinage en descendant avec un angle de  $52,5^\circ$  : (a)  $N = 6636$  tr/min, (b)  $N = 7584$  tr/min.

Pour conclure, une méthode de linéarisation originale a été proposée pour modéliser l'effet non linéaire du rayon effectif sur l'angle de contact. Les paramètres sont ajustés en fonction du rayon effectif et de la vitesse de coupe. Cette modélisation, basée sur l'approche semi-analytique, est très efficace pour prédire la stabilité sur une surface inclinée. La procédure expérimentale est complète avec une mesure des efforts de coupe dans le contexte réel, une analyse vibratoire des essais et des états de surface.

Les pistes d'améliorations visent principalement la modélisation du phénomène de broutement à basse fréquence, et notamment du processus de cisaillement générant une friction entre l'outil et la pièce.

## I.5 Tournage interrompu

Ces travaux ont été réalisés dans le cadre d'une collaboration internationale entre l'Université de Budapest en Hongrie, l'ENI de Tarbes et l'ICA à Toulouse, publiés dans l'article suivant [SEG 14].

L'objectif de cette étude est de contribuer à la modélisation des vibrations d'usinage en tournage interrompu, dans un contexte industriel. L'usine Ford Aquitaine Industrie, située à Blanquefort, mais fermée depuis le 30 septembre 2019, fabriquait des transmissions automatiques destinées au marché américain. La transmission est composée d'une pompe à engrenages, supportée par un ensemble qui comporte un axe creux en porte à faux dans lequel est situé un palier en bronze, dont l'usinage est problématique (figure 15). Cette pièce est produite en grande série (3400 pièces par jour), avec un processus totalement automatisé, composé par plusieurs unités d'usinage et d'assemblage en parallèle. Ainsi chaque pièce suit un enchaînement de machines parmi des centaines possibles. Le montage d'usinage est réalisé avec un mandrin spécifique à excentration réglable permettant d'usiner deux diamètres non concentrique avec la même prise de pièce, mais générant des défauts géométriques.

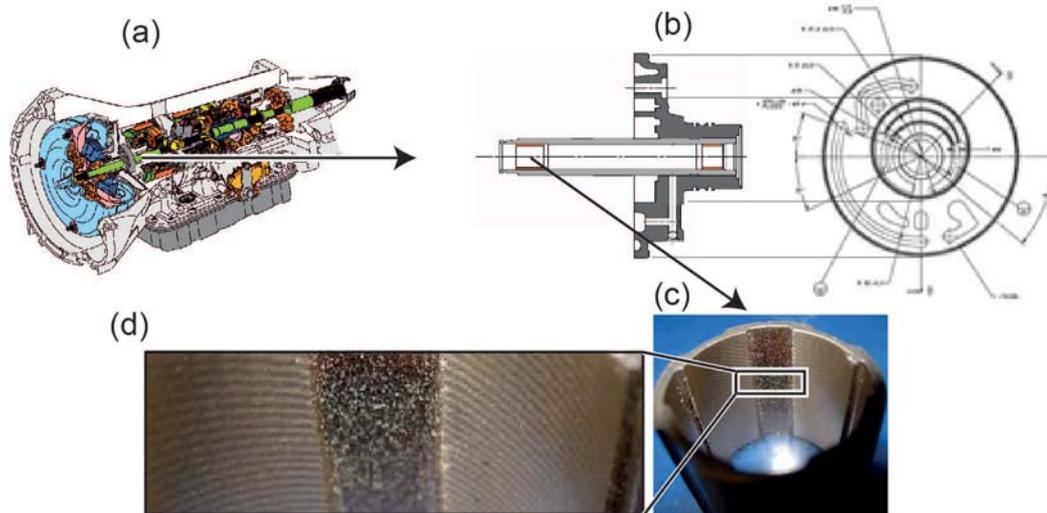


Figure 15 — Transmission automatique : (a) vue générale, (b) support de la pompe, (c) palier en bronze, (d) stries liées aux vibrations.

Nous avons utilisé ce cas concret pour développer et comparer, au fur et à mesure, quatre modèles susceptibles d'expliquer les phénomènes observés. Cette démarche est originale, d'autant plus qu'elle a été réalisée dans un contexte industriel de production de masse où il était impossible de faire beaucoup de mesures et d'essais.

— Nous avons développé un simple modèle de vibrations forcées, permettant de constater que la mise en résonance de la pièce pouvait générer des vibrations du même ordre de grandeur que les défauts observés.

— Le broutement par couplage de mode a été modélisé par une approche énergétique originale permettant d'obtenir un critère analytique (figure 16 (a)). Dans notre cas, il apparaît que le broutement par couplage de mode a peu de chance d'arriver avant le broutement régénératif.

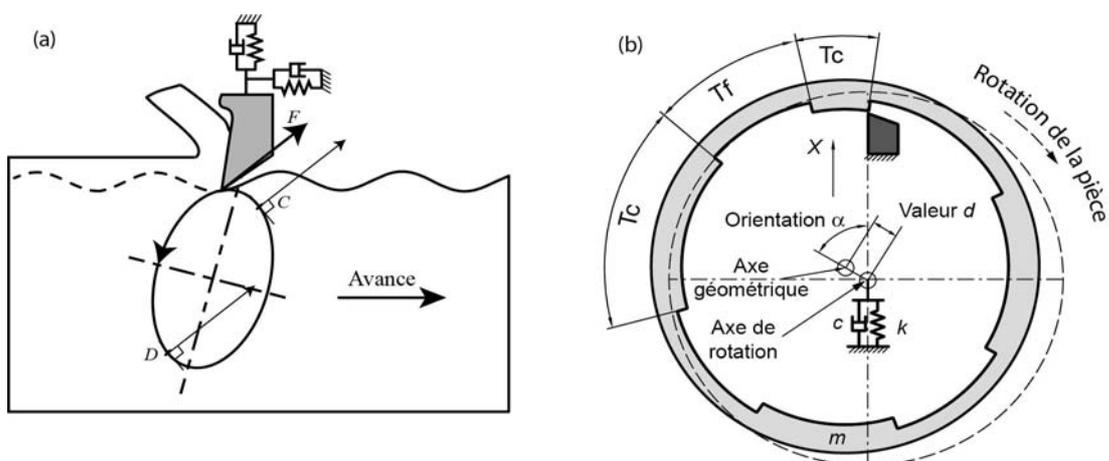


Figure 16 — Modélisation dynamique : (a) broutement par couplage de mode, (b) tournage interrompu avec défauts géométriques.

— Un modèle spécifique de stabilité a été développé pour le tournage interrompu (figure 16 (b)). Il intègre la coupe interrompue avec une loi de coupe linéaire, l'orientation angulaire des secteurs usinés, et les défauts géométriques avec le faux rond (valeur et orientation). Tous les paramètres sont pris en compte dans cette approche. La semi-discrétisation développée par INSPERGER est adaptée afin d'étudier la stabilité.

— La pièce étant en rotation, nous avons aussi développé un modèle simplifié, permettant d'inclure analytiquement l'effet gyroscopique. Le diagramme de Campbell a montré un effet négligeable sur la séparation des fréquences, moins de 0,0125 % de variation à 10000 tr/min. Contrairement à ce qui est évoqué dans la littérature [GAG 07], l'effet gyroscopique est peu significatif en usinage, avec des conditions réelles. En effet, soit la vitesse de rotation est faible par rapport aux fréquences propres du rotor, soit la vitesse de rotation est proche des fréquences propres du rotor, mais les pièces en rotation étant de petits diamètres, l'effet gyroscopique reste négligeable.

Les lobes de stabilité ont été tracés dans ce contexte industriel avec une vitesse de rotation maximale de la broche à 2300 tr/min (figure 17). Les lobes sont très rapprochés avec une différence de seulement 30 tr/min entre la profondeur de passe minimale (A) et maximale (C). Sans défaut géométrique la profondeur de passe est maximale. L'orientation du défaut n'a aucun effet sur la stabilité, par contre la valeur du défaut est un paramètre très important. Cette conclusion a été vérifiée sur toutes les zones des lobes [SEG 14].

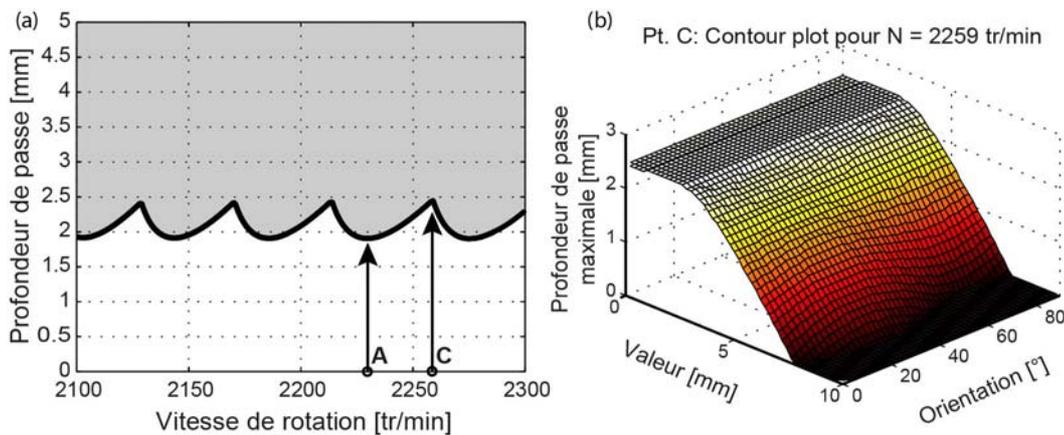


Figure 17 — Étude de la stabilité : (a) lobes de stabilité classique sans défaut géométrique, (b) influence des défauts géométriques (valeur et orientation) sur la profondeur de passe limite au Pt. C à 2259 tr/min.

La modélisation a aussi été utilisée dans des conditions d'usinage grande vitesse, c'est-à-dire dans la zone du premier lobe (figure 18). Comme dans le contexte industriel, l'orientation du faux rond n'a pas influence sur la limite de stabilité. Par contre, la valeur du faux rond, induit une nouvelle instabilité, similaire au flip lobe (*period doubling*) en fraisage interrompu [GRA 05]. Sauf qu'ici cette nouvelle instabilité n'est pas liée à l'interruption de la coupe, mais à la présence du faux rond dans le modèle. Cette instabilité n'avait jamais été présentée dans la bibliographie et constitue une contribution majeure à l'étude de la stabilité du tournage.

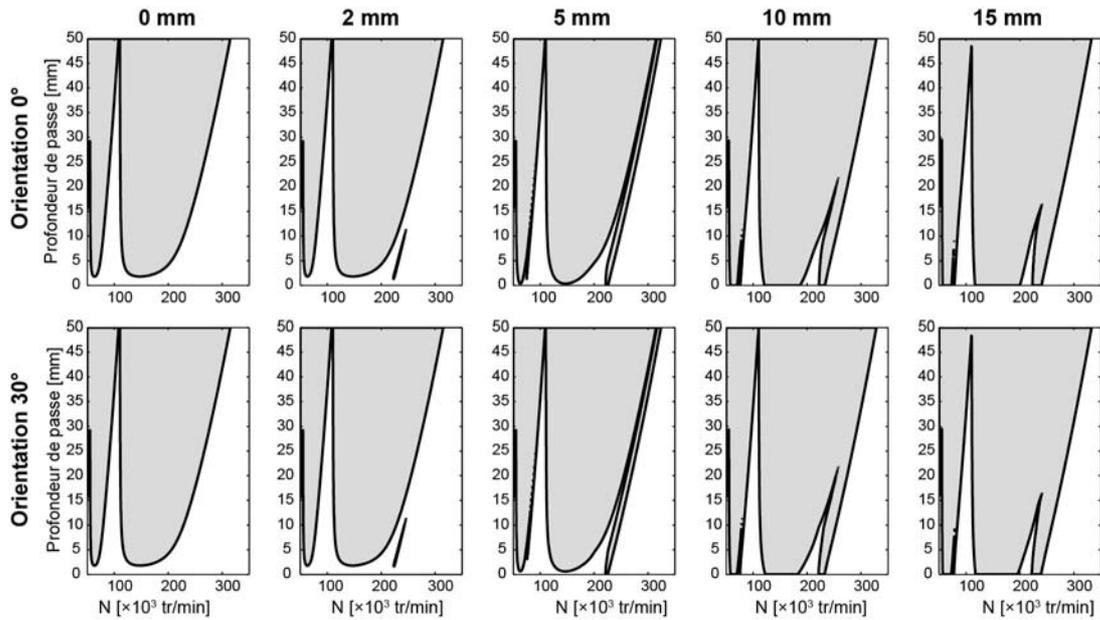


Figure 18 — Lobes de stabilité avec défauts géométriques (excentration et orientation) dans des conditions d'usinage grande vitesse.

Pour conclure, nous avons développé une approche globale utilisant des modèles simples, mais éprouvés (vibrations forcées, broutement par couplage de mode et effet gyroscopique) et une nouvelle modélisation de la stabilité du tournage interrompu, en prenant en compte les défauts géométriques, le tout dans un contexte industriel. Une contribution importante a été apportée à l'étude du tournage avec la description d'une nouvelle instabilité.

Les perspectives de recherches visent à caractériser expérimentalement la nouvelle instabilité dans le cas du tournage pour mieux expliquer les phénomènes rencontrés, notamment en terme fréquentiel. Systématiquement, les études sur les vibrations d'usinage ont toujours négligé le broutement non régénératif au profit du broutement régénératif facilement modélisé par une équation différentielle retardée. L'étude du broutement primaire par couplage de mode est une piste très intéressante à approfondir, dans de futurs travaux.

## I.6 Bilan

Ce chapitre a résumé mes contributions sur l'analyse des vibrations d'usinage. Ayant déjà une expertise dans le domaine, j'ai développé des collaborations avec des chercheurs reconnus afin de me focaliser sur des points précis. Ces travaux ont ouvert des perspectives prometteuses à approfondir et ont aussi fermé des pistes à faible potentiel, c'est là le propre de toute activité de recherche.

En parallèle à ces travaux, j'ai consacré mes premières années d'enseignant-chercheur au développement d'une nouvelle thématique, axée sur la dynamique non linéaire, c'est tout l'objet des chapitres suivants.

# Chapitre II

---

## Nonlinear Energy Sink

---

CE CHAPITRE traite du contrôle passif des vibrations avec un absorbeur non linéaire de type NES. Après avoir présenté le contexte des travaux, nous nous intéresserons à l'étude d'un NES à non-linéarité cubique. Ensuite, les travaux porteront sur le développement pratique d'une non-linéarité cubique pure, c'est-à-dire sans terme linéaire. Enfin, l'étude d'un NES bistable viendra achever cette partie.

### II.1 Introduction

#### II.1.1 Absorbeur de vibrations

Dans le domaine des vibrations des structures, en génie civil, en acoustique ou encore en aéronautique, les vibrations sont omniprésentes et les sources d'excitation sont nombreuses. Les niveaux d'énergie doivent être absorbés ou dissipés rapidement par des absorbeurs de vibrations, afin d'éviter les effets néfastes des vibrations. Le contrôle passif des vibrations constitue donc un domaine de recherche dynamique. Le premier Amortisseur à Masse Accordée (AMA) a été proposé au début du XX<sup>e</sup> siècle par FRAHM [FRA 1911], puis largement étudié par la suite [RAN 98] [WAN 10]. Cet absorbeur consiste à ajouter un oscillateur linéaire sur la structure principale, mais deux pics apparaissent de part et d'autre de la fréquence à protéger avec un ajout de masse d'environ 10 %.

Pour limiter cet inconvénient, une nouvelle famille d'absorbeur, *Nonlinear Energy Sink* (NES), a été proposée au début du XXI<sup>e</sup> siècle [GEN 01] [VAK 01]. Dans leur configuration, les absorbeurs de type NES sont comparables aux AMA, mais dans ce cas, la masse ajoutée est connectée par une non-linéarité forte. Cette non-linéarité cubique est un élément important du NES car elle permet le pompage énergétique, défini comme le transfert localisé et irréversible de l'énergie vibratoire de la structure principale, que l'on souhaite protéger, vers l'absorbeur non linéaire. La comparaison des absorbeurs permet de constater le potentiel intérêt du NES (figure 19). Bien que le niveau vibratoire à la résonance soit légèrement plus élevé dans le cas du NES, l'ensemble ne possède pas les deux pics de part et d'autre de la fréquence propre du système principal [GOU 07]. Le couplage non linéaire permet au NES d'entrer théoriquement en résonance avec n'importe quel mode linéaire de la structure primaire. En effet, la mise en résonance dépend du

choix du couplage non linéaire, mais aussi du niveau de sollicitation de ce couplage, ce qui signifie qu'en faisant varier le niveau d'énergie apporté au couplage il est possible de faire entrer le NES en résonance à n'importe quelle fréquence. Le NES est alors efficace sur une plage de fréquence plus large avec une masse ajoutée bien plus faible. Cet aspect est une des principales motivations qui m'a poussé à étudier les potentialités de cette approche pour le contrôle passif des vibrations.

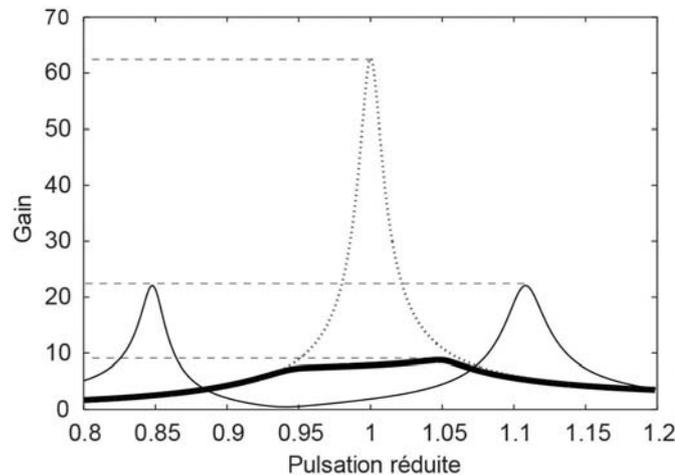


Figure 19 — Comparaison des FRF pour un système principal seul (trait pointillé), couplé à un AMA (trait fin) ou couplé à un NES (trait gras) [GOU 07].

### II.1.2 Contrôle passif

Ces vingt dernières années, le contrôle passif des vibrations par pompage énergétique sous sollicitation transitoire a fait l'objet de très nombreuses études théoriques [SAP 09] [GOU 07] et expérimentales [MCF 05] [KER 07]. En effet, il a une application importante dans le domaine du génie civil pour la protection des bâtiments lors des séismes. L'effet de l'amortissement et de la configuration même du NES ont aussi été investigués [SAP 12].

Paradoxalement, le pompage énergétique sous sollicitation harmonique a été étudié dans une moindre mesure [JIA 03]. Les auteurs ont étudié les points fixes d'un oscillateur linéaire couplé à un NES en utilisant la méthode de *complexification-averaging* CX-A [MAN 01]. En plus des solutions périodiques ou quasi périodiques faibles, liées à une bifurcation de Hopf du flux lent, les systèmes avec NES peuvent avoir des réponses fortement modulées où l'amplitude de la modulation est comparable à l'amplitude des oscillations [GEN 06]. Ces régimes particuliers sont liés à la topologie de la variété invariante 1 : 1. Il a aussi été montré qu'en fonction de l'amortissement du NES la variété invariante peut avoir des bifurcations.

Finalement, tous ces travaux ont mis en avant le principe de contrôle passif par cycle de relaxation. Cependant, à ma connaissance, le pompage énergétique sous sollicitation harmonique et notamment le contrôle passif par relaxation n'ont pas fait l'objet d'étude expérimentale. De plus, l'analyse détaillée du fonctionnement des absorbeurs de type NES comporte de nombreux verrous scientifiques : la présence d'un seuil d'activation, le rôle de l'amortissement, ou encore la réalisation pratique de la non-linéarité cubique.

### II.1.3 Positionnement

À la suite de mon recrutement en septembre 2009, j'ai développé une nouvelle thématique, axée sur la dynamique non linéaire et plus particulièrement sur l'étude des potentialités des absorbeurs non linéaires de type *Nonlinear Energy Sink*. De par ma culture de mécanicien, j'ai fait le choix méthodologique d'étudier conjointement les approches analytiques, numériques et expérimentales. Nous verrons que ces approches nourrissent et enrichissent énormément la qualité des travaux obtenus. Force est de constater que c'est bien souvent les résultats expérimentaux qui ont alimenté les pistes de recherches. Contrairement aux travaux du chapitre I, ces activités ont été réalisées dans le cadre de thèses de doctorat, que j'ai co-encadrées. Les contributions portent sur l'étude des NES à non-linéarité cubique, et plus particulièrement sur :

- L'étude du pompage énergétique sous sollicitation harmonique, dans le but de dimensionner le NES.
- Le développement de conception spécifique pour produire une non-linéarité cubique.
- L'exploration du comportement du NES bistable.

## II.2 Pompage énergétique

Ces travaux ont été réalisés dans le cadre de la thèse de doctorat d'Étienne GOURC, publiés dans l'article suivant [GOU 14]. L'objectif est d'étudier le phénomène du pompage énergétique sous sollicitation harmonique.

Le système considéré se compose d'un oscillateur linéaire couplé à un NES par l'intermédiaire d'une non-linéarité purement cubique (figure 20). Les équations du mouvement sont adimensionnées, avec notamment le ratio des masses  $\varepsilon = m_2/m_1$ . Les coordonnées barycentriques sont introduites,  $v$  représente le déplacement du centre de masse  $v = x + \varepsilon y$  et  $w$  le déplacement interne du NES  $w = x - y$ . La modélisation fait intervenir un faible nombre de degrés de liberté, mais avec un comportement dynamique riche.

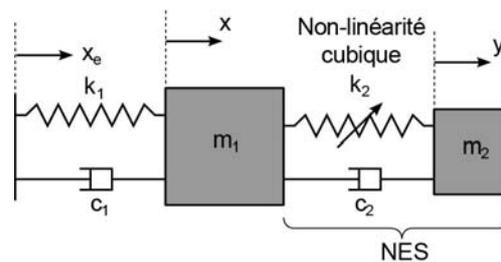


Figure 20 — Oscillateur linéaire soumis à une excitation harmonique couplé à un NES.

- La première étape consiste à calculer les solutions périodiques du système et les points fixes associés. Le système est étudié dans le cadre de la résonance 1 : 1, où les deux masses oscillent à la pulsation d'excitation  $\Omega$ . L'introduction des variables complexes (*complexification-averaging* CX-A) a pour effet de partitionner les oscillations rapides du système à la pulsation  $\Omega$  et la modulation lente des amplitudes complexes  $\phi_i$  [MAN 01].

— La deuxième étape vise à calculer la stabilité des points fixes. Des perturbations sont ajoutées et la stabilité est déterminée en calculant les racines du polynôme caractéristique. Si les racines sont à partie réelle négative, le point fixe est stable. Si une racine réelle traverse le demi-plan complexe, le point fixe est un point selle *Saddle-Node*. Si un couple de racines complexes conjuguées quitte la partie gauche du demi-plan complexe, alors il s'agit d'une bifurcation de Hopf du flux lent.

— La troisième étape consiste à étudier les cycles de pompage par relaxation du flux lent, caractérisés par une réponse quasi périodique forte. Comme le ratio des masses est faible dans le cas du NES ( $\varepsilon \ll 1$ ), le système est étudié à l'aide de la méthode des échelles multiples [NAY 95A]. Elle consiste à développer la solution oscillatoire et à exprimer la variable temporelle en fonction de plusieurs échelles de temps dépendantes de  $\varepsilon$ . On en déduit la stabilité des branches de la variété invariante 1 : 1 du problème à l'échelle de temps.

— La dernière étape permet de déterminer la stabilité des réponses fortement modulées. Pour cela, une procédure semi-analytique de *mapping* permet de suivre la trajectoire du flux lent au cours d'un cycle de relaxation pour différentes conditions initiales [STA 08A].

Un premier montage expérimental ( $\varepsilon = 12,9\%$ ) a été développé pour retrouver les points fixes. Les flèches indiquent la direction de l'évolution de la fréquence lors des sauts. Les bifurcations selle SN et Hopf sont localisées (figure 21). Les résultats expérimentaux sont qualitativement en accord avec les prédictions théoriques. Les fréquences auxquelles les sauts se produisent sont en très bon accord avec la théorie. Ce montage induit une courbe de résonance détachée supplémentaire, à gauche de la résonance, avec une forte amplitude, de plus le pompage énergétique par relaxation ne peut être observé, rendant impossible le contrôle passif.

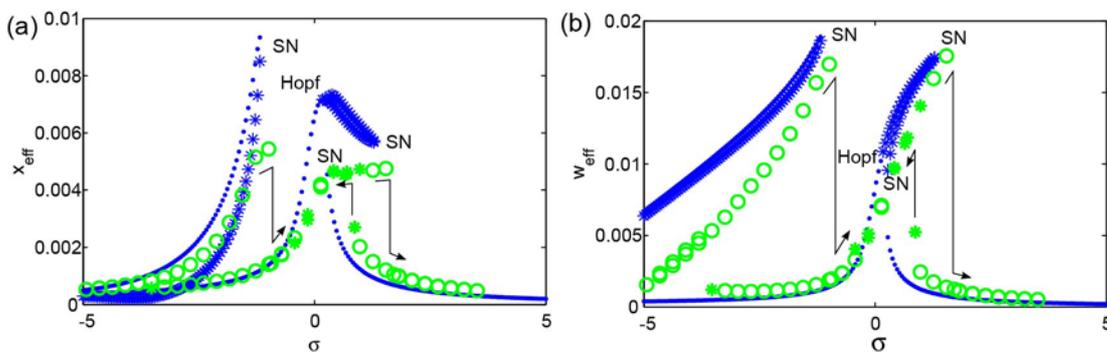


Figure 21 — Courbe de résonance théorique et expérimentale : (a) pour l'oscillateur linéaire, (b) pour le NES. Les points et les étoiles bleus représentent les solutions théoriques périodiques stables et instables. Les cercles et les étoiles vertes représentent respectivement les réponses mesurées périodiques et les réponses mesurées quasi périodiques.

Nous avons donc développé une procédure originale de dimensionnement du NES permettant le pompage par relaxation et supprimant la courbe de résonance détachée.

La courbe de résonance détachée est liée à la multiplicité des solutions, pour la supprimer, il faut analyser les frontières séparant les zones à solutions uniques des zones à solutions triples. Cette frontière est définie pour l'amplitude d'excitation  $F$  en fonction d'un paramètre de désaccordage  $\sigma$  représentant la proximité avec la fréquence d'excitation (figure 22).

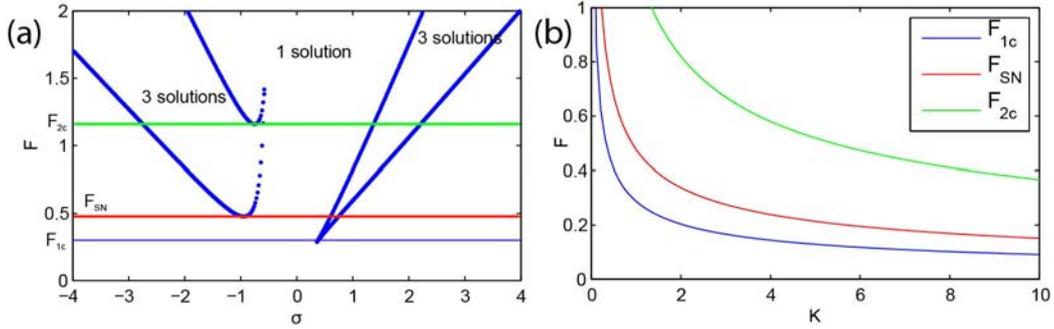


Figure 22 — Dimensionnement du NES : (a) frontière séparant les zones à solutions uniques des solutions triples, (b) courbe pour la conception de la raideur  $K$  du NES.

Le pompage est possible lorsque  $F > F_{1c}$  mais la courbe de résonance apparaît lorsque  $F > F_{SN}$ , l'amplitude de l'excitation doit être comprise entre  $F_{1c}$  et  $F_{SN}$ . En utilisant le principe d'équivalence « force non-linéarité » [VAU 11], nous obtenons les courbes de dimensionnement de la raideur du NES (figure 22).

Une variété invariante est tracée pour un amortissement du NES respectant  $\lambda_2 < 1/\sqrt{3}$  (figure 23). Elle est constituée de deux branches stables et d'une branche instable entre les extremums  $N_{21}$  et  $N_{22}$ . Cette topologie de variété invariante est indispensable pour l'apparition d'oscillations de relaxation, permettant un contrôle passif par battement. Le scénario de pompage énergétique est composé d'un cycle en trois étapes :

- (1) La faible amplitude du NES induit une augmentation de l'amplitude de l'oscillateur.
- (2) Par la capture de la résonance 1 : 1 et le transfert irréversible de l'énergie, dissipée par le NES, l'amplitude de l'oscillateur décroît.
- (3) Par la sortie de la capture de résonance 1 : 1, le NES passe la bifurcation, attiré par la branche basse de la variété invariante, son énergie diminue rapidement.

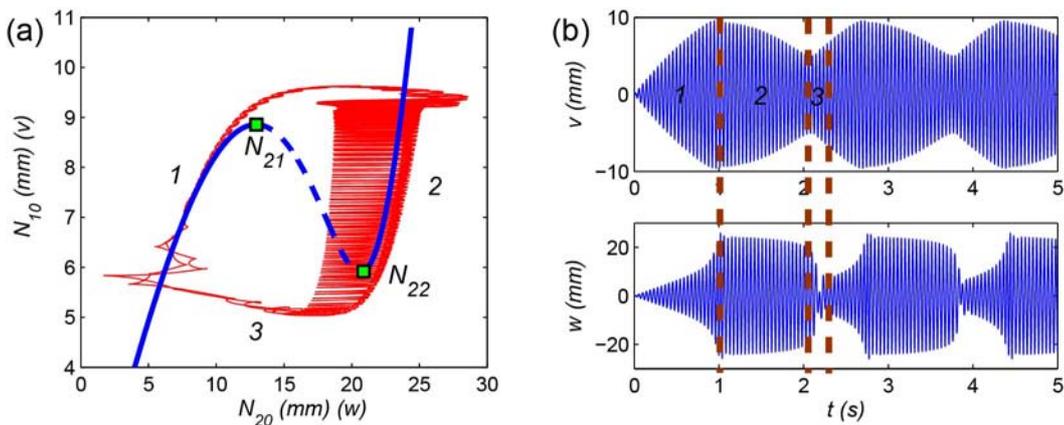


Figure 23 — Pompage énergétique : (a) exemple de variété invariante 1 : 1 avec  $\lambda_2 < 1/\sqrt{3}$  les branches stables sont en bleu et la branche instable est en pointillé bleu, la projection de l'intégration numérique est superposée en rouge, (b) déplacement du centre de masse ( $v$ ) et déplacement interne du NES ( $w$ ) obtenus par intégration numérique.

Pour résumer, les critères de dimensionnement permettant le pompage par relaxation sont :

- Une non-linéarité cubique.
- Un ratio de masse faible de l'ordre du pourcentage  $\varepsilon \approx 1\%$ .
- Un amortissement du NES inférieur à  $1/\sqrt{3}$ .
- Une amplitude de l'excitation située dans la zone  $F_{1c}$  et  $F_{sn}$ .

Nous avons donc développé un montage expérimental optimisé (figure 24). La non-linéarité cubique est réalisée géométriquement avec deux ressorts de traction travaillant en grand déplacement. En pratique, il c'est avéré très subtil et difficile d'annuler complètement la précharge des ressorts, pour obtenir une non-linéarité purement cubique. La précharge induit une partie linéaire, incompatible avec le bon fonctionnement du NES. De plus, les joints racleurs ont dû être supprimés pour réduire l'amortissement du NES.

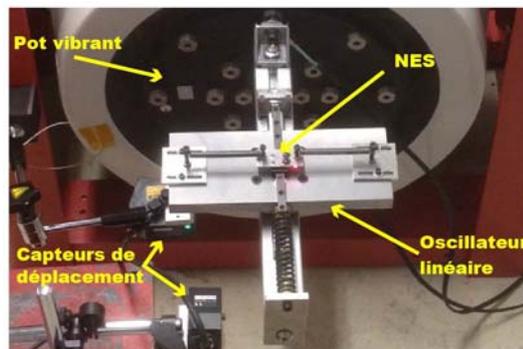


Figure 24 — Montage expérimental du NES optimisé ( $\varepsilon = 1,2\%$ ).

De nombreux essais ont été réalisés pour étudier le comportement du système (figure 25). Le pompage par relaxation a clairement été observé et le comportement du système est en accord avec les prédictions théoriques. Les résultats expérimentaux obtenus sont tout à fait concluants et représentent une contribution importante.

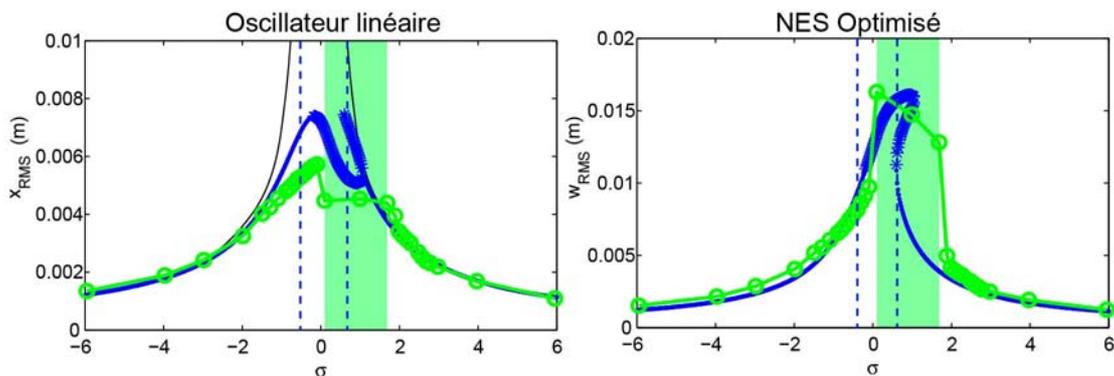


Figure 25 — Courbes de résonance théorique (bleu) et expérimentale (verte) pour l'oscillateur linéaire et le NES optimisé. Les lignes verticales en pointillés bleus représentent la zone de pompage par relaxation théorique, la zone verte est déterminée expérimentalement.

La courbe de résonance théorique sans NES est en trait fin noir.

Pour conclure, ces premiers travaux sur le NES cubique ont permis d'étudier le phénomène de pompage énergétique sous sollicitation harmonique. Les solutions périodiques du système sont calculées à l'aide de la méthode de *complexification-averaging* CX-A. Ensuite, l'approche asymptotique est appliquée afin de révéler les régimes quasi périodiques forts. Un premier dispositif expérimental a permis de mesurer les solutions périodiques en revanche le pompage énergétique par relaxation n'est pas observable. Nous avons donc développé une procédure originale de dimensionnement du NES. Un second dispositif expérimental avec un NES optimisé a permis de valider la procédure de dimensionnement et d'observer expérimentalement le pompage énergétique par relaxation. La réalisation en pratique d'une non-linéarité cubique pure s'est avérée être très complexe, cet aspect est développé dans la partie suivante.

## II.3 Conception de non-linéarité cubique

Ces travaux ont été réalisés dans le cadre de la thèse de doctorat de Donghai QIU, publiés dans les articles suivants [QIU 18A] [QIU 19A]. L'objectif est de développer une méthodologie de conception de non-linéarité cubique pour le NES.

La production d'une non-linéarité cubique pure est très difficile en pratique, car il y a toujours une raideur linéaire. Nous avons fait le choix de développer un mécanisme de raideur négative permettant de moduler cette partie linéaire et d'utiliser des ressorts non linéaires pour la partie cubique (figure 26). Le réglage d'une précharge positive sur le mécanisme de raideur négative permet de compenser la partie linéaire.

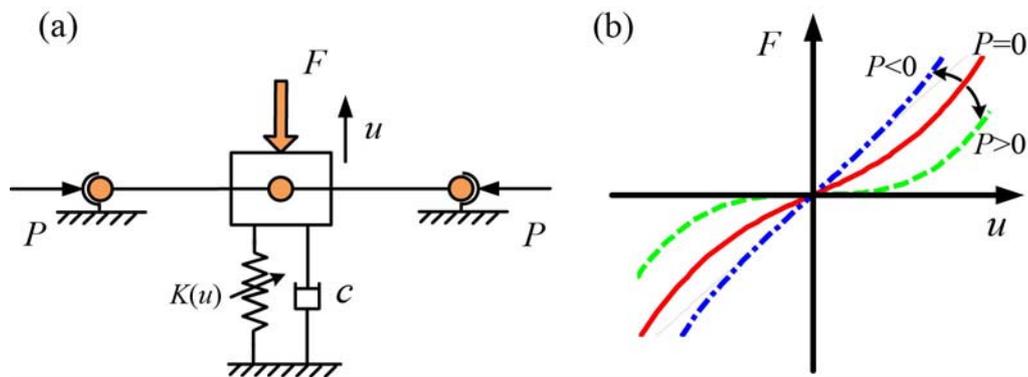


Figure 26 — Principe général de conception : (a) raideur négative et ressort non linéaire, (b) allure de la force de rappel en fonction de la précharge.

En pratique, la raideur négative est obtenue par deux ressorts cylindriques horizontaux disposés de part et d'autre du NES (figure 27). La raideur négative induit une partie linéaire modulable et une partie cubique liée à la non-linéarité géométrique.

La non-linéarité cubique est produite par des ressorts coniques ou des ressorts à pas variable. Sous l'écrasement du ressort, le nombre de spires actives varie et induit une réponse linéaire au début puis rapidement non linéaire. Pour avoir un comportement symétrique, deux ressorts identiques sont disposés de part et d'autre du NES, et sont préchargés jusqu'à leur point de transition (figure 27).

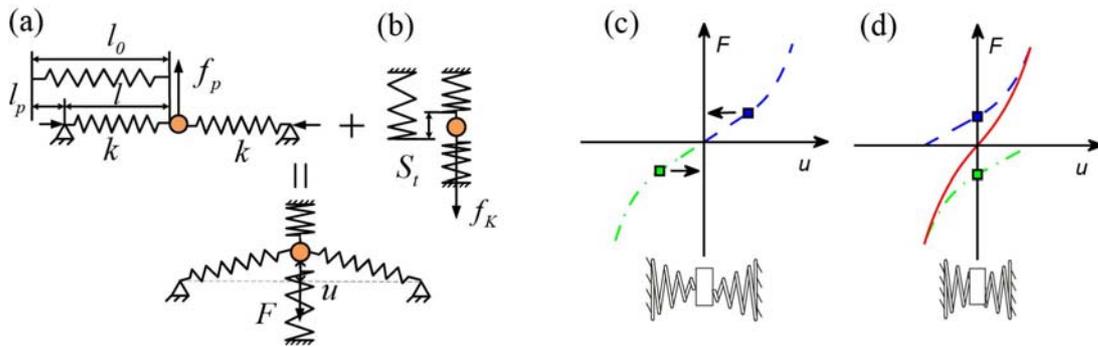


Figure 27 — Réalisation pratique du NES : (a) raideur négative, (b) ressort non linéaire. Courbe effort déplacement pour deux ressorts non linéaires symétriques (bleu et verte) : (c) longueur initiale, (d) préchargés jusqu'au point de transition (rouge).

### II.3.1 Ressort conique

Un ressort conique possède une raideur linéaire jusqu'au point T, puis un comportement non linéaire jusqu'au point C où toutes les spires sont en contact (figure 28). Dans ce travail, nous avons utilisé des ressorts avec un pas et un diamètre de fil constant.

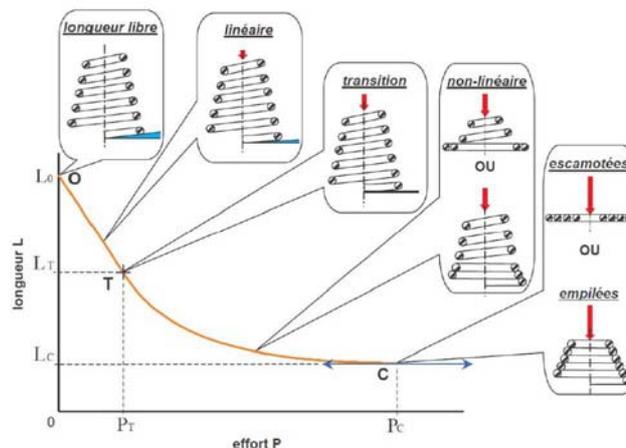


Figure 28 — Courbe caractéristique pour un ressort conique (longueur en fonction de l'effort).

La relation exacte entre la force et le déplacement est connue sous une expression analytique, dépendant des dimensions du ressort et du matériau utilisé [ROD 06] [PAR 13]. Ce modèle mathématique est interpolé sous forme polynomiale. De par la présence de termes linéaire et non linéaire, la partie linéaire est difficile à supprimer, la conception des ressorts s'exprime alors comme un problème d'optimisation visant à minimiser le terme quadratique. Le résultat de l'optimisation est présenté figure 29, la courbe des termes cubique et linéaire est très proche de la courbe cible, la contribution du terme carré est suffisamment petite pour être négligée. Les caractéristiques dimensionnelles du ressort sont : les diamètres moyens de pied et de tête, le diamètre du fil, le nombre de spires et la longueur à vide, cette conception permet la fabrication du ressort (figure 29).

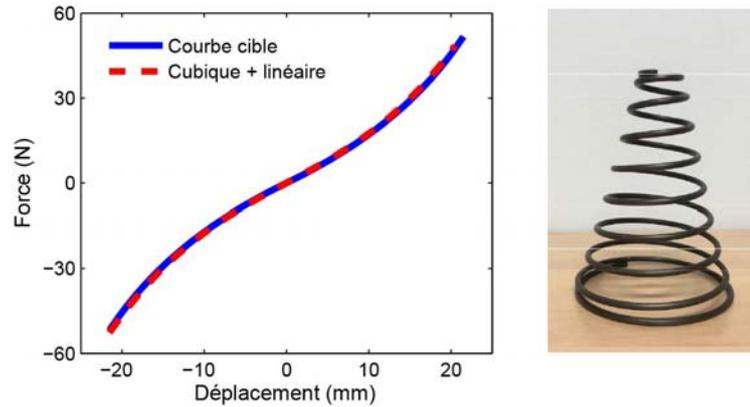


Figure 29 — Résultats des contributions polynomiales pour la conception optimisée et ressort conique.

### II.3.2 Ressort cylindrique à pas variable

Contrairement au ressort conique, qui par son enroulement permet d'avoir un comportement non linéaire continu, un ressort cylindrique à pas variable génère une raideur linéaire par morceau (figure 30). Nous avons choisi de concevoir le ressort avec des groupes de spires ayant le même pas, ce qui induit plusieurs groupes de ressorts linéaires. Cette approche est la plus efficace pour produire la non-linéarité. La détermination du nombre de points de transitions, pour s'ajuster à la courbe cible, permet d'obtenir le nombre de groupes de spire. La conception de chaque groupe est décrite par un algorithme. Le pas et l'angle d'hélice de chaque groupe de spire augmentent de façon monotone, ce qui signifie que la distribution du pas à un ordre croissant. Pour faciliter le processus de fabrication, la distribution finale du pas est répartie de façon symétrique (figure 30).

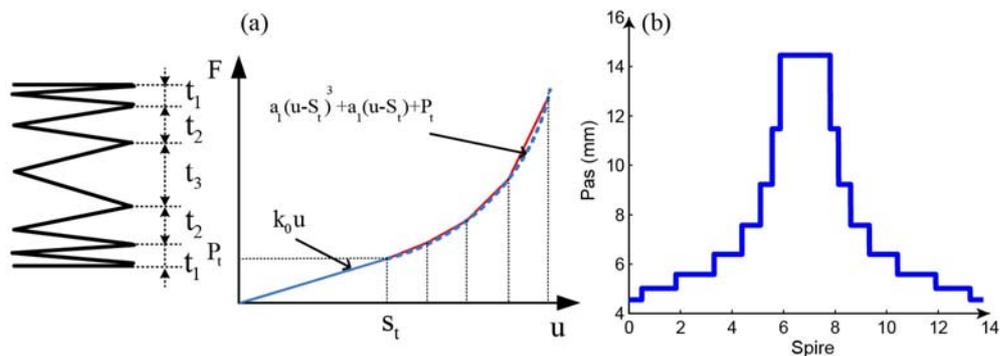


Figure 30 — Conception du ressort avec un groupe de spires identiques : (a) représentation et courbe d'effort caractéristique, (b) distribution symétrique du pas.

Finalement, les ressorts de la raideur négative sont conçus spécifiquement pour compenser la partie linéaire induite par les ressorts coniques ou par les ressorts cylindriques à pas variable.

### II.3.3 Études expérimentales

Deux groupes de ressorts coniques ainsi qu'un groupe de ressorts cylindriques à pas variable ont été fabriqués, les NES résultant ont été assemblés. Une importante campagne d'essais statiques a permis de retrouver le comportement des ressorts non linéaire et le comportement cubique du NES (figure 31), validant l'étape de conception.

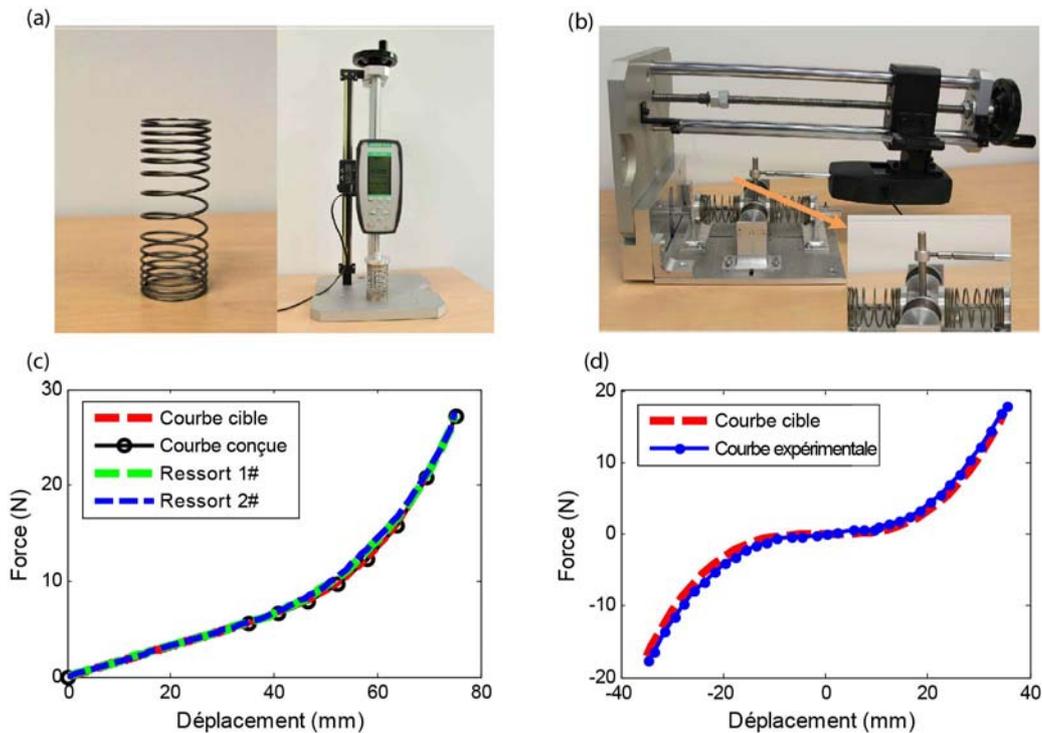


Figure 31 — Résultats expérimentaux : (a) ressort à pas variable et montage expérimental, (b) détail du NES, (c) relation force-déplacement pour le ressort, (d) relation force-déplacement pour le NES.

Le dispositif contenant le NES est composé de plusieurs éléments : les supports et les guidages assimilés à la masse de l'oscillateur et les ressorts. Nous avons développé un calcul fin de la masse effective du NES prenant en compte l'inertie des ressorts [QIU 18C] [YAM 99]. Chaque NES a été testé expérimentalement en dynamique sous sollicitation périodique. Le phénomène de pompage énergétique par relaxation a été observé, cette contribution est conforme aux résultats présentés dans la partie II.2, page 33. Ces essais ont aussi révélé un phénomène très intéressant : lorsque l'amplitude du NES est trop importante, toutes les spires du ressort rentrent en contact, et curieusement ce choc améliore l'efficacité du pompage. L'étude des NES à vibro-impact sera développée dans le chapitre III. Plus généralement, l'étude de NES avec des non-linéarités combinées (vibro-impact, non-linéarité cubique) constitue une piste de recherche que je souhaite développer.

Les essais dynamiques ont été complétés par une étude du comportement du NES sous sollicitation transitoire (figure 32). Pendant le régime transitoire, qui correspond à l'activation d'orbite-connecteurs, le NES s'active et rentre en capture de résonance avec l'oscillateur linéaire.

Il s'en suit un transfert irréversible de l'énergie de l'oscillateur linéaire vers le NES. Ce phénomène a été observé expérimentalement.

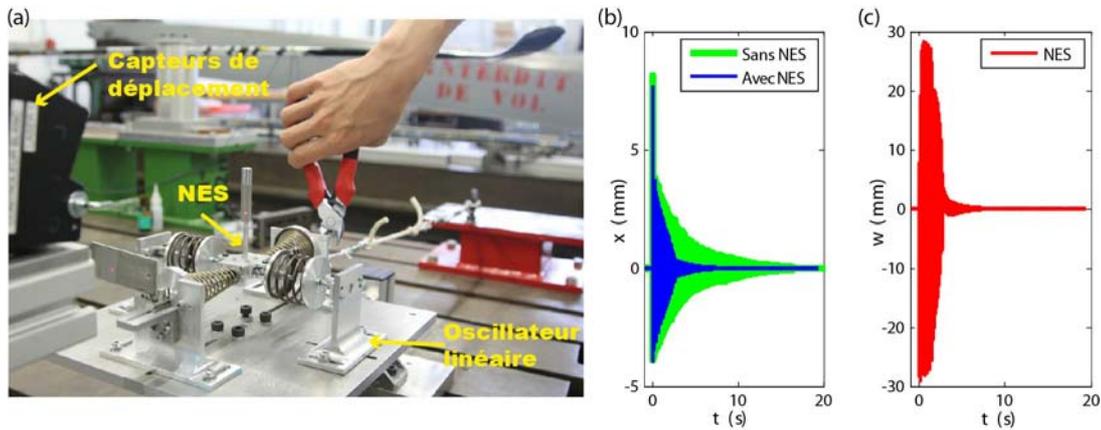


Figure 32 — NES sous sollicitation transitoire : (a) montage expérimental, (b) déplacement de l'oscillateur linéaire seul et couplé au NES, (c) déplacement du NES.

Le réglage de la position et donc de la précharge des ressorts sur le NES est un aspect essentiel dans l'obtention de la non-linéarité cubique, c'est d'autant plus vrai pour la raideur négative. Dans le but d'étudier la robustesse, nous avons conduit une analyse de sensibilité sur la variabilité de la position des ressorts et sur la valeur de l'amortissement du NES. Globalement le NES est robuste, il n'y a pas d'apparition de courbe de résonance détachée et l'amplitude de l'oscillateur linéaire est toujours contrôlée avec une réduction d'environ 67 %. Il s'est avéré que faire varier la précharge de la raideur négative conduisait à un NES bistable, avec deux états d'équilibre.

Pour conclure, ces travaux ont permis de développer une méthodologie de conception de NES à non-linéarité cubique. Un mécanisme de raideur négative est introduit pour supprimer la raideur linéaire. La non-linéarité cubique est produite soit avec des ressorts coniques soit avec des ressorts cylindriques à pas variable. Les NES, ainsi conçus, ont été validés expérimentalement avec des essais statiques. Le phénomène de pompage énergétique a été retrouvé lors d'essais dynamiques sous sollicitation périodique. Des essais en transitoire ont montré la capture de résonance. Enfin, une étude de sensibilité a permis de vérifier la robustesse du NES. Dans certains cas, une valeur de précharge importante fait apparaître un comportement avec deux points d'équilibre stable pour le NES. L'étude du NES bistable est développée dans la partie suivante.

## II.4 NES bistable

Ces travaux ont été réalisés dans le cadre de la thèse de doctorat de Donghai QIU, publiés dans l'article suivant [QIU 18B]. L'objectif est d'explorer le comportement du NES bistable, afin d'en étudier les potentialités pour le contrôle passif.

Le système est composé d'un oscillateur linéaire couplé à un NES bistable, modélisé par une raideur linéaire  $k_3$  et une non-linéarité cubique  $k_2$  (figure 33). L'étude analytique reprend la méthodologie présentée dans la partie II.2, page 33 : après adimensionnement, les coordonnées

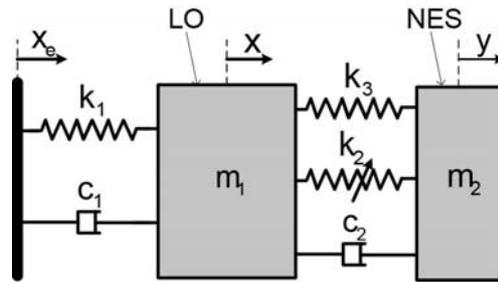


Figure 33 — Oscillateur linéaire soumis à une excitation harmonique couplé à un NES bistable.

barycentriques puis les variables complexes (*complexification-averaging* CX-A) sont introduites, enfin le système est étudié par la méthode des échelles multiples (le paramètre d'échelle  $\varepsilon$  est imposé par le ratio des masses). Les relations à l'échelle  $\varepsilon^0$  permettent la définition de la variété invariante (figure 34). Le paramètre du modèle associé à la raideur négative  $\delta$  permet aussi de piloter la topologie de la variété invariante et en particulier la possibilité d'apparition des états multiples et des points singuliers, lorsque  $\delta < 1 - \sqrt{3}\lambda_2$ .

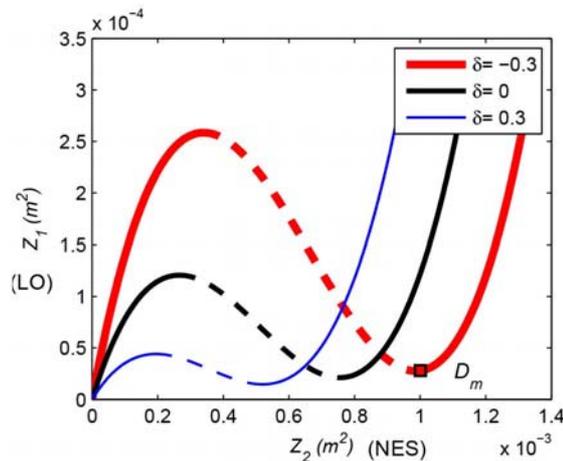


Figure 34 — Variété invariante pour trois valeurs de  $\delta$ , les branches stables en trait continu, la branche instable en pointillé.

La courbe effort déplacement met en évidence deux points d'équilibres stables et un point instable (figure 35). Le mécanisme de raideur négative intervient entre les deux points stables, dans cette zone, la dynamique est rapide et permet un niveau élevé de dissipation d'énergie. L'énergie potentielle de restitution présente deux puits (figure 35). Pour différents niveaux d'énergie croissants, la réponse dynamique d'un NES bistable fait intervenir quatre régimes :

- (a) Des oscillations de faibles amplitudes autour de l'un des deux points d'équilibres stables.
- (b) Des oscillations de type chaotique de faibles amplitudes évoluant aléatoirement entre les puits.
- (c) Une réponse fortement modulée, qu'il convient d'analyser.
- (d) Des oscillations périodiques stables de fortes amplitudes.

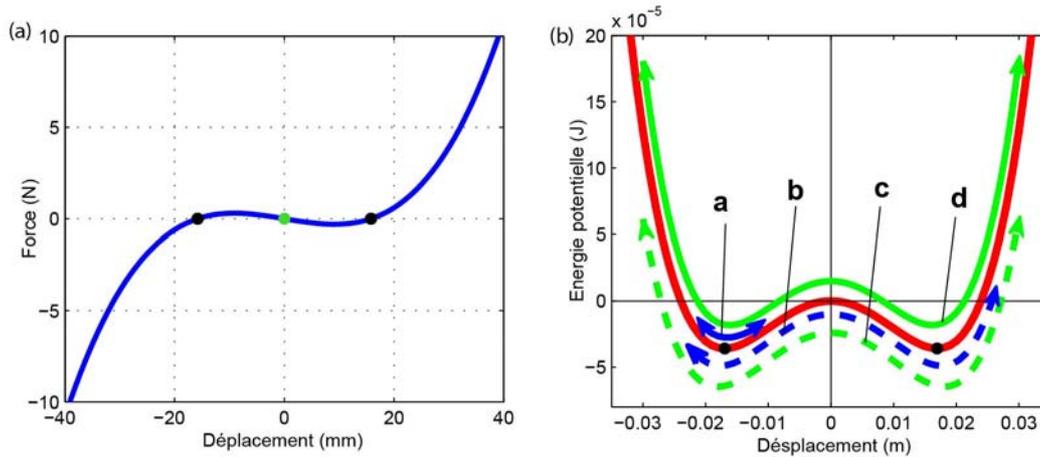


Figure 35 — NES bistable : (a) relation force-déplacement, points d'équilibres stables en noir et instables en vert, (b) réponse dynamique pour différents seuils d'énergie :

**a** oscillations dans le puit, **b** oscillations de type chaotiques entre les deux puits, **c** réponse fortement modulée, **d** réponse périodique stable.

Pour étudier les seuils de déclenchement à faibles niveaux d'énergie, nous utilisons la méthode de Melnikov [GUC 13]. Du système initial à 2 degrés de liberté couplés (figure 33), nous extrayons un système de dimension 2 régi par un Hamiltonien à double puits, perturbé par une accélération liée au forçage en déplacement et par un terme d'amortissement. L'énergie potentielle de l'Hamiltonien possède un maximum local (figure 36), une bifurcation homoclinique est produite, impliquant une transition entre les oscillations dans le puit et entre les puits. Les deux orbites homocliniques sont présentées en portrait de phase (figure 36).

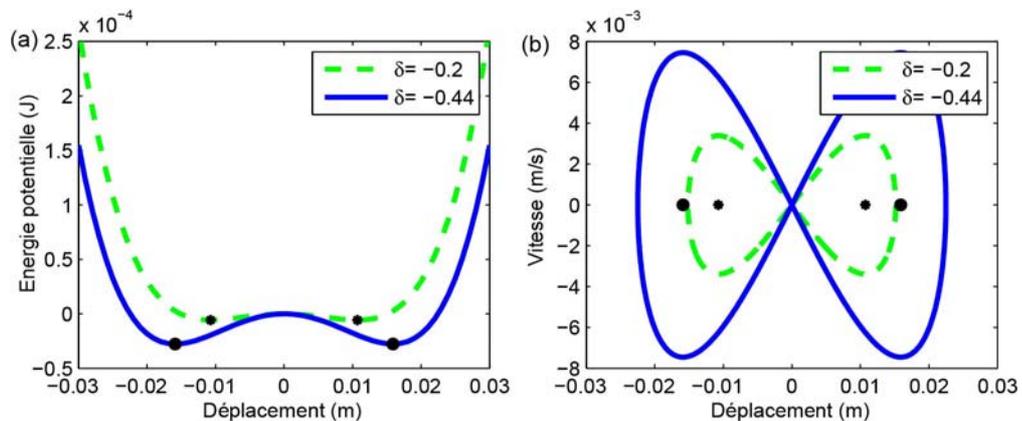


Figure 36 — Analyse du NES bistable : (a) énergie potentielle de l'Hamiltonien à double puits, (b) portrait de phase avec les deux orbites homocliniques.

Avec la fonction de Melnikov, la distance entre la variété stable et la variété instable issue des points hyperboliques est obtenue. Cette distance est formulée par une relation entre les paramètres du NES bistable (non-linéarité cubique et raideur négative). Une distance nulle induit des oscillations chaotiques (régime **b**, figure 35).

Les seuils de déclenchement à haut niveau d'énergie sont analysés en considérant l'ordre à l'échelle  $\varepsilon^1$  qui pilote la dynamique modulée autour de la variété invariante [STA 08B]. Ceci permet la définition du seuil de déclenchement de la réponse fortement modulée.

L'étude du NES bistable est poursuivie en analysant son efficacité par simulation numérique, à partir des seuils de déclenchement présentés et par comparaison avec le NES cubique (figure 37). Le NES cubique présente trois zones spécifiques : au-dessous du seuil G1, il n'est pas activé (a), entre G1 et G2, il est actif et le pompage se produit avec une réponse fortement modulée (c), au-dessus du seuil G2, l'efficacité est maximale (74 %) pour le point Dm (d). Le NES bistable présente quatre zones correspondant aux régimes identifiés préalablement. Contrairement au NES cubique, le NES bistable est actif pour de faibles niveaux d'excitation avec une efficacité très importante (a). Puis, la zone (b) est caractérisée par un efficacité plus faible liée aux mouvements chaotiques. Ensuite, une large zone de transfert ciblé d'énergie apparaît (c). Enfin, l'efficacité maximale est atteinte au point Dm (78 %).

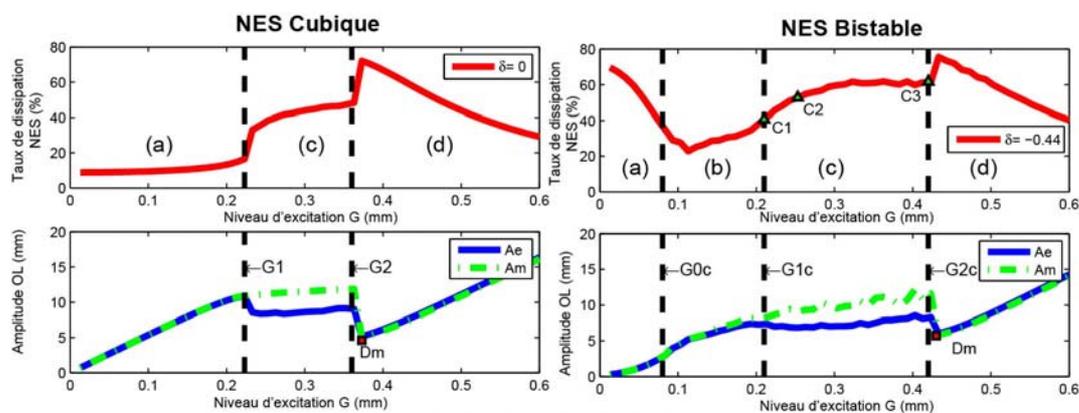


Figure 37 — Comparaison entre le NES cubique et le NES bistable : taux de dissipation d'énergie et l'amplitude de l'oscillateur linéaire avec Ae l'amplitude moyenne et Am l'amplitude maximale.

Les seuils de déclenchement prévus par la théorie sont retrouvés avec les simulations numériques. Globalement le niveau d'efficacité du NES bistable est bien plus important que pour le NES cubique.

Pour le NES bistable, la zone de transfert ciblé d'énergie (c) est analysé plus en détail pour affiner la compréhension des mécanismes. La décomposition en mode empirique EMD adaptée aux signaux non linéaire et non stationnaire est utilisée [HUA 98]. Cette méthode permet d'obtenir les fonctions intrinsèques des modes. Ensuite, la transformée de Hilbert est utilisée pour calculer les fréquences et les amplitudes instantanées. Une analyse en ondelettes est également utilisée pour avoir le contenu fréquentiel du déplacement du NES et de l'oscillateur linéaire. Ces outils pertinents de traitement du signal ont mis en avant trois mécanismes de transfert ciblé :

- Le mécanisme classique, basé sur la capture de la résonance 1 : 1 (II.2, page 33).
- Un mécanisme basé sur la résonance du sous-harmonique 1 : 3.
- Un mécanisme initié par le régime non linéaire.

Lorsque le mécanisme classique de capture de la résonance 1 : 1 intervient, une grande partie de l'énergie est extraite et dissipée de façon irréversible par le NES bistable, l'amplitude de l'oscillateur linéaire décroît alors rapidement (II.2, page 33). Lorsque l'amplitude de l'oscillateur linéaire diminue jusqu'à une certaine valeur, la dynamique est transférée vers un mécanisme de capture de résonance du sous-harmonique 1 : 3.

Contrairement à l'idée bien répandue, la résonance du sous-harmonique 1 : 3 entraîne un faible taux de dissipation d'énergie sous excitation périodique. Ainsi, avec le forçage, l'amplitude de l'oscillateur linéaire commence à augmenter avec une transition lente, ce qui entraîne une résonance vers le régime non linéaire. Dans ce régime, trois mécanismes cohabitent : capture de la résonance 1 : 1, lié à un équilibre stable ; résonance du sous-harmonique 1 : 3 ; régime non linéaire alternant entre des mouvements stables entre les deux points d'équilibres stables. La contribution de chacun des trois régimes est liée au niveau d'excitation du forçage (figure 37). Lorsque le niveau d'excitation est proche de C1 la zone de transfert ciblé d'énergie est faible et le régime non linéaire est très important dans ce processus. Pour C2, le mécanisme classique de capture de la résonance 1 : 1 apparaît suite à la réduction du régime non linéaire. Lorsque le niveau d'excitation atteint la valeur C3, seul le régime classique intervient, les régimes sous-harmonique et non linéaire sont négligeables. Dans ce cas, le comportement de type chaotique disparaît totalement et la capture de la résonance 1 : 1 est la plus importante, ce qui fait que le NES bistable présente un taux de dissipation très élevé.

La compréhension du comportement du NES bistable a permis de mettre en place un critère de dimensionnement. Le point de fonctionnement optimal  $D_m$  est situé sur le bas de la seconde branche stable de la variété invariante (figure 34, page 42). La raideur négative  $\delta$  et la raideur non linéaire  $K$  sont ajustées afin de contrôler la valeur du seuil  $G_{2c}$  permettant d'approcher le point optimal  $D_m$ .

Les résultats théoriques ont été analysés expérimentalement (figure 38). La confrontation à la pratique a permis de générer trois types de NES en jouant sur le réglage de la précharge des ressorts :

- Un NES à raideur positive.
- Un NES cubique.
- Un NES bistable.

Les NES, ainsi obtenus, ont été testés sous une excitation harmonique, avec différents niveaux d'excitation. Les courbes de résonance ont été mesurées expérimentalement, avec et sans NES (figure 38). Les essais ont permis de vérifier le potentiel du NES bistable, il est en effet très efficace pour réduire les vibrations par contrôle passif. Les essais ont aussi mis en avant la possibilité de paramétrer facilement le NES cubique pour l'adapter à l'excitation rencontrée. Le réglage de la précharge permet un contrôle, que l'on peut qualifier de NES semi-actif. De plus, le comportement de type chaotique doit être caractérisé plus finement. Les futurs travaux s'attacheront à étudier plus en détail ces pistes.

Pour conclure, ces travaux ont permis d'explorer le comportement du NES bistable. Une approche analytique utilisant successivement la méthode de *complexification-averaging* CX-A, et une approche asymptotique par échelles multiples, a permis de calculer l'invariant du système et de mettre en avant quatre régimes de fonctionnement. Les seuils de déclenchement sont finement étudiés en utilisant la méthode de Melnikov et en considérant l'ordre à l'échelle  $\varepsilon^1$  de la

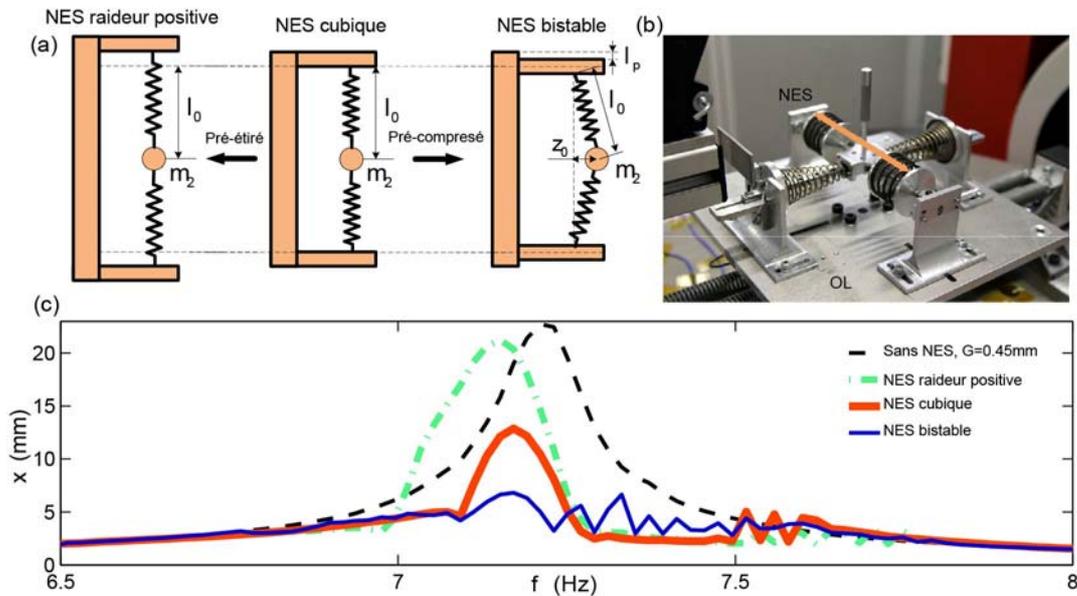


Figure 38 — Étude expérimentale du NES pour  $G = 0,45$  mm : (a) réglage de la précharge des ressorts, (b) montage d'essai, (c) courbes de résonance sans NES, avec un NES cubique, bistable et à raideur positive.

variété invariante. La comparaison avec le NES cubique a montré la robustesse du NES bistable sur une large gamme d'excitation. L'étude approfondie des régimes avec des outils de traitement du signal (transformée de Hilbert, analyse en ondelettes et EMD), a mis en avant trois mécanismes de transfert ciblés d'énergie. Le mécanisme par capture de la résonance 1 : 1 est de loin, le plus efficace pour protéger la structure. Un critère de conception optimal a été mis au point. L'analyse expérimentale a permis de retrouver le comportement du NES et notamment le phénomène de pompage énergétique. Le paramétrage du NES permet d'initier un contrôle semi-actif, en jouant simplement sur la précharge des ressorts.

## II.5 Bilan

Ce chapitre a présenté ma démarche et les contributions sur l'analyse des absorbeurs de type NES. J'ai fait le choix de coupler des approches analytiques, numériques et expérimentales afin d'acquérir une expertise dans ce nouveau domaine. À travers les thèses co-encadrées, nous avons travaillé sur le NES classique à non-linéarité cubique sous sollicitation harmonique, les résultats expérimentaux ont permis d'orienter les activités vers la conception de non-linéarité pour déboucher ensuite sur un NES cubique plus spécifique de type bistable, à l'efficacité importante.

Ce type de NES est globalement efficace pour réduire les vibrations d'un système principal, en revanche son intégration sur un système réel est délicate du fait des dimensions et du déplacement relativement importants du NES. L'objet du chapitre suivant est d'étudier la possibilité de remplacer la non-linéarité cubique par une non-linéarité de type vibro-impact, bien plus simple à produire en pratique.

# Chapitre III

---

## Nonlinear Energy Sink à vibro-impact

---

UN NOUVEL absorbeur de type NES est introduit, la non-linéarité est ici produite par un impact. Après avoir détaillé le contexte des travaux et la démarche de recherche, nous présenterons l'étude fine du NES à vibro-impact. Ensuite, les travaux porteront sur l'analyse du couplage d'absorbeurs en parallèle. Puis, les régimes chaotiques observés et l'identification des coefficients de restitution seront présentés. Enfin, une application originale sera détaillée afin de contrôler les vibrations sur un système instable à retard, dans le domaine de l'usinage par enlèvement de matière.

### III.1 Introduction

#### III.1.1 Alternatives à la non-linéarité cubique

Au travers de mes activités de recherche, présentées dans le chapitre II, j'ai contribué à l'étude du NES classique à non-linéarité cubique. Outre les avantages bien connus, il est parfois subtil de réaliser la non-linéarité cubique, de plus les dimensions peuvent être importantes au regard de la taille du système principal. Naturellement, d'autres types de non-linéarité ont été utilisés sur le NES.

Des études ont utilisé une raideur linéaire par morceaux, ce type de NES conduit aussi au transfert irréversible de l'énergie vibratoire [GEO 05]. Une étude plus approfondie portant sur les NES linéaires par morceaux est présentée dans [LAM 11] [YAO 18]. Les équations de modulation sont obtenues en utilisant la méthode de *complexification-averaging* CX-A, où le premier coefficient du développement en série de Fourier de l'expression force-déplacement de la raideur est utilisée [GEN 08]. L'étude asymptotique du système permet d'obtenir l'expression de la variété invariante 1 : 1. Le comportement du système sous impulsion et sous excitation harmonique est analysé. Les conditions sur l'amplitude d'excitation pour le contrôle passif par relaxation sont obtenues. L'influence de la gravité a également été étudiée [TUR 12]. Il est ainsi démontré que la position du NES n'est pas rédhibitoire pour le pompage énergétique.

La non-linéarité peut aussi être apportée par un impact [BAB 13]. Une première étude théorique a ciblé un NES à vibro-impact pour des applications parasismiques [NUC 07]. La masse du NES est liée au système à contrôler par l'intermédiaire d'une raideur linéaire et l'amplitude des dépla-

cements est limitée par deux butées disposées symétriquement par rapport à la masse du NES. Le système a été analysé en intégrant numériquement les équations du mouvement. La capture de résonance 1 : 1 et la localisation des oscillations dans le NES à vibro-impact sont relevées et observées expérimentalement [NUC 08]. Dans une deuxième étude, l'absorbeur se compose simplement d'une masse libre qui peut translater librement dans une cavité d'une longueur déterminée. Le système est étudié analytiquement par la méthode des échelles multiples [GEN 12A]. L'expression de la variété invariante 1 : 1 est obtenue lorsque la masse du NES effectue deux impacts symétriques par période d'oscillation du système principal. Une condition sur l'amplitude minimale des oscillations du système principal qui permet le régime de résonance 1 : 1 est obtenue. Les résultats analytiques sont comparés à des simulations numériques.

Le couplage peut aussi être apporté par le balourd d'une masse tournante [GEN 12B]. Le NES obtenu est alors efficace sur une large bande fréquentielle, lié à la propriété évidente du rotor, pouvant tourner avec une fréquence arbitraire et ainsi rentrer en résonance avec n'importe quelle fréquence du système primaire. La dynamique du NES rotatif est beaucoup plus compliquée que celle des conceptions plus traditionnelles [SIG 12]. Le système a un ensemble de réponses complexes de types : oscillatoires, intermittente et de rotation, et seule cette dernière fournit un pompage énergétique efficace. Cette conception de NES est relativement simple avec une efficacité démontrée théoriquement et expérimentalement [SAE 19].

Des études ont aussi été faites dans le domaine acoustique [BEL 10]. La non-linéarité géométrique est apportée par le comportement des membranes utilisées dans le système acoustique. Les études expérimentales ont permis de retrouver le phénomène de pompage énergétique [BRY 18].

Finalement, le NES classique utilisant une non-linéarité cubique a fait des émules et de nouvelles configurations sont en cours de développement.

### III.1.2 Positionnement

Ayant développé une thématique de recherche confirmée, axée sur les absorbeurs non linéaires de type *Nonlinear Energy Sink*, j'ai choisi de poursuivre dans ce domaine en étudiant les potentialités du NES à vibro-impact. Les premières études publiées (III.1.1, page 47) sont très prometteuses et motivent mon choix. Ma démarche de recherche reste identique : utiliser conjointement les approches analytiques, numériques et expérimentales. Ces travaux ont été réalisés dans le cadre de thèses de doctorat et de collaborations nationales. Les contributions portent sur l'étude des NES à vibro-impact, soit :

- L'étude fine du NES à vibro-impact.
- Le couplage d'absorbeurs en parallèle.
- L'étude des régimes chaotiques observés et l'identification des coefficients de restitution.
- Une application originale à un système instable à retard.

## III.2 Étude du NES à vibro-impact

Ces travaux ont été initiés dans le cadre de la thèse de doctorat d'Étienne GOURC, publiés dans l'article suivant [GOU 15B], puis approfondis dans la thèse de doctorat de Li TAO, publiés dans les articles suivants [LI 16] [LI 17A] [LI 17B] [LI 17C] et finalisés dans le cadre d'une collaboration internationale entre l'Académie des Sciences de Chine à Suzhou, et l'ICA à Toulouse, publiés dans l'article suivant [QIU 19B]. L'objectif est d'étudier finement le comportement du NES à vibro-impact, avec des approches analytiques, numériques et expérimentales.

### III.2.1 Modèle analytique

Le système étudié est composé d'un oscillateur linéaire sur lequel est embarquée une masse libre, jouant le rôle de NES à vibro-impact (figure 39). Les mouvements de l'oscillateur linéaire et du NES à vibro-impact sont couplés par les impacts successifs de la masse  $m_2$  sur les parois de la cavité. Les équations du mouvement sont déterminées entre les impacts, avec  $x$  le déplacement

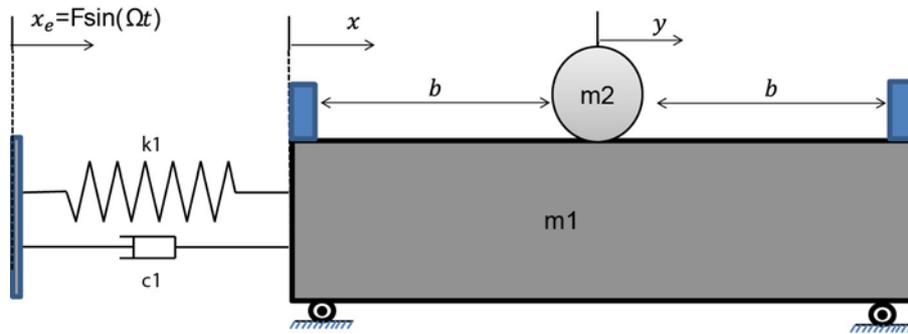


Figure 39 — Oscillateur linéaire couplé à un NES à vibro-impact.

de l'oscillateur linéaire et  $y$  celui de la masse. Lorsque  $|x - y| = b$ , un impact se produit. La vitesse des deux oscillateurs avant impact est connue et celle après impact est obtenue en utilisant la théorie du choc simplifié :  $x_+ = x_-$  ;  $y_+ = y_-$  ;  $\dot{x}_+ - \dot{y}_+ = -R(\dot{x}_- - \dot{y}_-)$ . Les indices  $+$  et  $-$  indiquent les instants immédiatement après et avant l'impact,  $R$  représente le coefficient de restitution du choc [IBR 09]. L'équation manquante est obtenue par la condition de conservation de la quantité de mouvement lors de l'impact :  $m_1 \dot{x}_+ + m_2 \dot{y}_+ = m_1 \dot{x}_- + m_2 \dot{y}_-$ .

La procédure de traitement analytique reprend les étapes suivantes [GOU 15B] :

- Les équations du mouvement sont adimensionnées, avec notamment le ratio des masses  $\varepsilon = m_2/m_1$ .
- Les coordonnées barycentriques sont introduites,  $v$  représente le déplacement du centre de masse  $v = x + \varepsilon y$  et  $w$  le déplacement interne du NES à vibro-impact  $w = x - y$ .
- Les solutions périodiques sont obtenues pour le régime à deux impacts symétriques par cycle (le temps de parcours de la masse libre est identique pour aller d'un côté à l'autre). La stabilité des solutions périodiques est obtenue en utilisant la section de Poincaré et par localisation des valeurs propres de la matrice Jacobienne sur le cercle unité.

— Le ratio des masses étant faible ( $\varepsilon \ll 1$ ), le système est ensuite étudié à l'aide de la méthode des échelles multiples [GEN 12A]. La solution oscillatoire est obtenue en développant la variable temporelle en fonction d'une première échelle de temps  $\varepsilon^0$ , nous obtenons, au voisinage de la résonance 1 : 1, la variété invariante à l'échelle de temps lente (T1) pour les solutions avec deux impacts symétriques. Comme pour les solutions périodiques, la stabilité des branches de la variété invariante est déduite. Les équations sont ensuite analysées à l'échelle de temps  $\varepsilon^1$  et permettent d'obtenir la variété invariante à l'échelle de temps très lente (T2). Les points fixes du système se situent à l'intersection des deux variétés invariantes.

Un exemple de variété invariante est présenté (figure 40). La valeur de R a été choisie pour représenter un contact acier-acier. Cette courbe donne une relation algébrique entre l'amplitude de l'oscillateur linéaire (en ordonnée) et l'amplitude du NES à vibro-impact (abscisse). Contrairement au cas du NES à non-linéarité cubique (figure 23, page 35), la variété invariante T1 est, ici, composée de deux branches, avec une partie stable à droite.

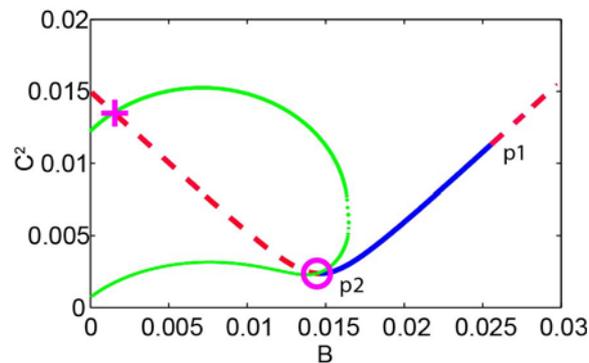


Figure 40 — Exemple de variété invariante avec  $b = 0,015$  m et  $R = 0,65$ . Les traits bleus représentent les branches stables et les pointillés rouges les branches instables de la variété invariante T1. La variété invariante T2 est en pointillés verts. Les points fixes sont en rose.

Les systèmes avec des oscillateurs à vibro-impact présentent un nombre important de réponses aux comportements très différents, nous allons les étudier finement dans la partie suivante. Pour cela nous allons coupler la procédure de traitement analytique à la simulation numérique.

### III.2.2 Simulation numérique

Les régimes obtenus sont classifiés avec le paramètre  $z = p/n$ , avec  $p$  le nombre d'impacts et  $n$  le nombre de période d'excitation  $T$  durant la durée considérée [PET 96]. En modifiant la longueur de la cavité  $b$ , six réponses différentes existent [LI 17A] :

- (I) Une réponse avec  $z > 3$ , dont les impacts sont asymétriques et irréguliers.
- (II) Une réponse avec  $z = 3$ , soit trois impacts asymétriques par cycle.
- (III) Une réponse avec  $z = 2$ , soit deux impacts asymétriques par cycle.
- (IV) Une réponse avec  $z = 2$ , mais avec des impacts symétriques par cycle, caractéristique de la résonance 1 : 1.

— (V) Une réponse fortement modulée, alternant un régime avec  $z = 2$  où les impacts sont symétriques et réguliers, et un régime où  $z < 2$  dans lequel les impacts sont irréguliers et l'amplitude de l'oscillateur linéaire varie rapidement.

— (VI) Une réponse irrégulière de type chaotique s'instaure avec  $z < 2$ , pour laquelle la résonance 1 : 1 avec deux impacts par cycles n'existe pas.

Les six régimes obtenus par simulation numérique sont replacés sur la variété invariante (figure 41). En augmentant la longueur de la cavité, un point fixe représenté par le cercle rouge, se déplace sur l'invariant du domaine D1 caractérisé par le régime (I) puis (II), traverse une bifurcation *grazing*, puis passe dans le domaine D2 avec le régime (III), traverse une autre bifurcation *symmetry breaking*, puis passe dans le domaine D3 avec le régime (IV). Il s'en suit deux routes permettant de rejoindre le domaine D4 avec un régime de type chaotique (VI) :

— La première route (figure 41 (b)) présente deux points fixes situés sur la branche instable de la variété invariante T1. La seule possibilité pour le flux lent est de tendre vers le régime fortement modulé (V) analogue aux cycles de relaxation. Même si le comportement observé est comparable aux cycles de relaxation dans le cas du NES à non-linéarité cubique, les mécanismes en jeu sont différents. Ici, la variété invariante est composée d'une branche stable et d'une instable. Les cycles de relaxation peuvent être expliqués de la manière suivante : si l'amplitude des oscillations est supérieure à  $C_{min}$ , le flux lent est attiré par la branche stable de la variété invariante T1 (figure 42). Le NES à vibro-impact entre alors en résonance 1 : 1 avec l'oscillateur linéaire. L'énergie dans le système est alors dissipée par les impacts inélastiques successifs et l'amplitude des oscillations de l'oscillateur linéaire décroît. Lorsque celle-ci est inférieure à  $C_{min}$ , le NES à vibro-impact se désynchronise et l'amplitude de l'oscillateur linéaire augmente de nouveau.

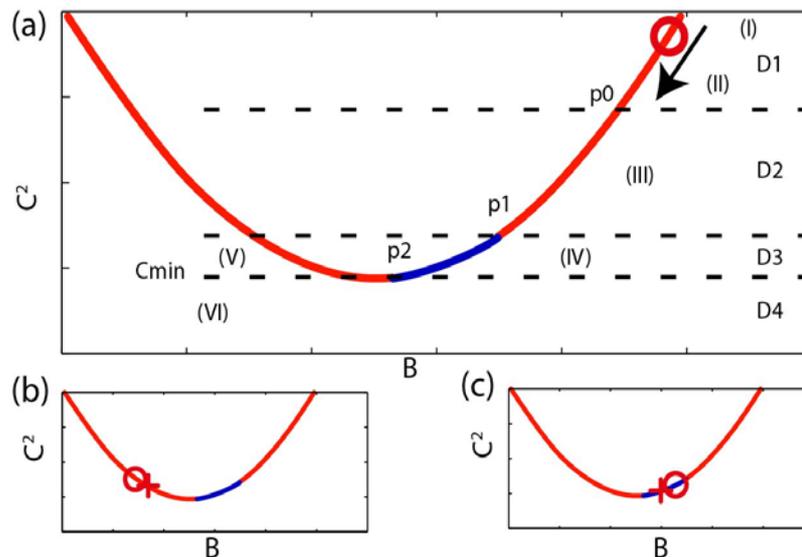


Figure 41 — Variété invariante avec deux branches instables en rouge et une stable en bleu : (a) les 4 domaines  $D_i$  associés aux 6 régimes (I)-(VI), séparés par les trois points critiques  $p_0$ ,  $p_1$  et  $p_2$ , (b) première route pour passer de D3 à D4, (c) seconde route pour passer de D3 à D4.

— La seconde route (figure 41 (c)) présente deux points fixes. Le point fixe de plus faible amplitude est instable et celui d'amplitude plus élevée est stable. Si les conditions initiales

sont en dessous de la frontière des domaines d'attraction du flux lent, le flux lent est repoussé vers le bas et le NES à vibro-impact se désynchronise et rejoint le domaine D4 avec le régime chaotique (VI). Si l'amplitude des cycles de relaxation reste en dessous de la frontière, alors dans ce cas, le cycle de pompage par relaxation est stable avec le régime (V). Dans l'autre cas, si l'amplitude des cycles de relaxation est supérieure à cette frontière, ou si les conditions initiales sont dans la zone haute, alors le flux lent est attiré vers le point fixe stable avec le régime (IV).

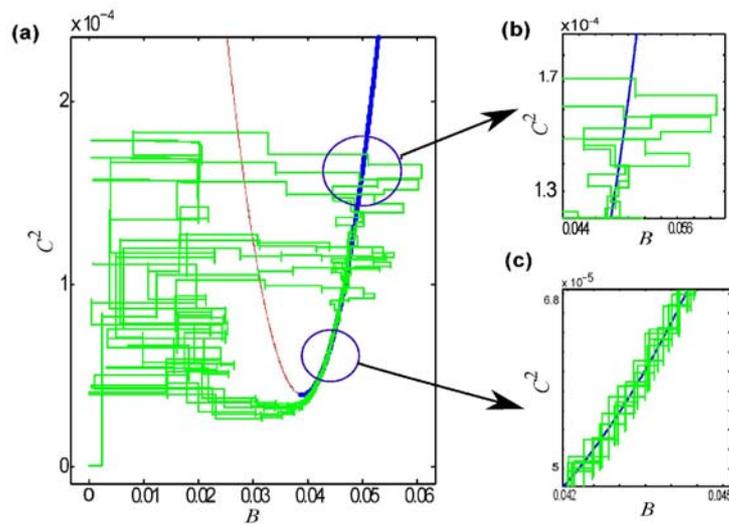


Figure 42 — Réponse fortement modulée projetée sur la variété invariante : (a) intégration numérique en vert, (b) détail de la zone de transition, (c) détail de la résonance 1 : 1.

L'analyse de l'influence du coefficient de restitution  $R$  montre une variation de la position relative de la variété invariante, pour tous paramètres égaux par ailleurs (figure 43). Un  $R$  élevé ( $R = 1$ ) induit une réponse dans la zone D1, avec beaucoup d'impacts, mais peu d'énergie dissipée. Au contraire, un  $R$  faible ( $R = 0,2$ ) induit un faible nombre d'impacts générant une faible efficacité. Par conséquent, une valeur de  $R$  intermédiaire ( $0,2 < R < 0,7$ ) est optimale afin de travailler dans la zone D3.

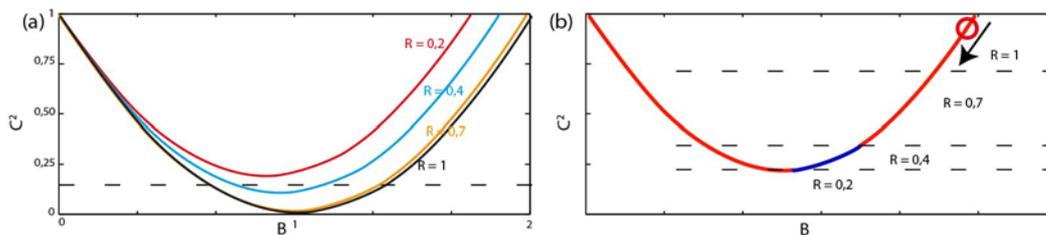


Figure 43 — Influence du coefficient de restitution du choc  $R$  : (a) variété invariante pour différents  $R$ , (b) position relative pour différents  $R$ .

Nous avons également analysé l'influence de nombreux autres paramètres [LI 17A], tels que la fréquence d'excitation, l'amplitude de l'excitation, le ratio des masses, l'amortissement... Cela

nous a permis de comprendre finement le comportement de cet absorbeur, ainsi la partie suivante présente le dimensionnement de l'absorbeur à vibro-impact.

### III.2.3 Dimensionnement

La longueur de la cavité  $b$  est un paramètre facilement contrôlable, nous avons donc choisi d'étudier le dimensionnement de l'absorbeur à vibro-impact à partir de ce paramètre, et de le généraliser pour différentes excitations [LI 17B] [LI 17C] [QIU 19B].

#### III.2.3.1 Conception optimale sous excitation périodique

L'efficacité de l'absorbeur est représentée par le ratio d'amplitude de l'oscillateur linéaire en fonction de la longueur de la cavité  $b$  (figure 44). L'écart entre les deux paramètres ( $A_e$  et  $A_m$ ) est clairement visible pour le régime de réponse fortement modulée, car l'amplitude n'est plus stable. En augmentant la longueur de la cavité, les différents régimes sont retrouvés (figure 44). Les régimes (I) et (II) avec plus de deux impacts par cycle, le régime (III) avec deux impacts par cycles asymétriques, le régime (IV) avec deux impacts symétriques, le régime (V) avec une réponse fortement modulée et un régime avec  $z = 2$  et enfin le régime (VI) avec une réponse irrégulière de type chaotique. L'efficacité maximale du NES à vibro-impact est obtenue pour le régime à deux impacts symétriques à la limite entre les régimes (IV) et (V).

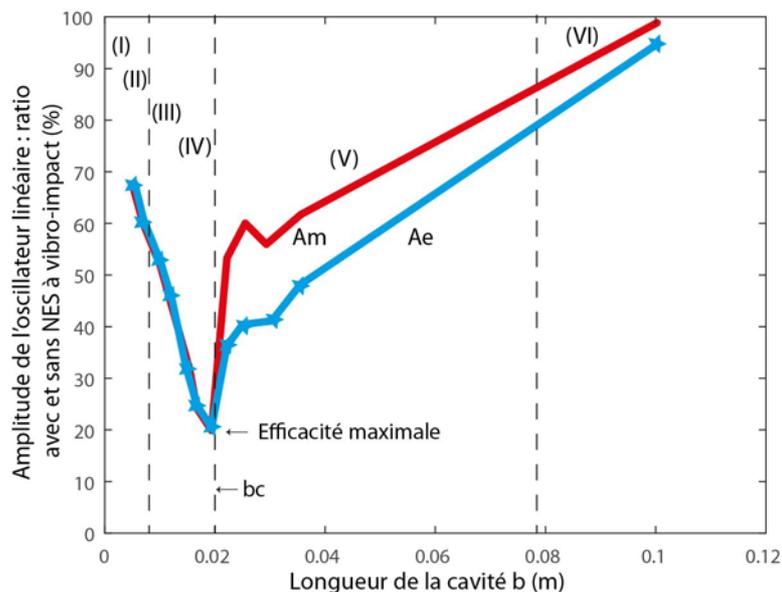


Figure 44 — Efficacité du NES à vibro-impact sous excitation périodique : ratio d'amplitude de l'oscillateur linéaire avec et sans NES à vibro-impact en fonction de la longueur de la cavité  $b$ , avec  $A_e$  l'amplitude moyenne et  $A_m$  l'amplitude maximale.

Sur la base des résultats observés par calcul numérique ci-dessus, la conception optimale du NES à vibro-impact vise à positionner l'amplitude du déplacement de l'oscillateur linéaire sur le point  $p_2$  de la variété invariante. En reprenant les résultats analytiques de la partie III.2.1, page 49, la relation entre la longueur de la cavité et l'amplitude de l'excitation s'écrit :  $b = F / (\varepsilon G)$ , avec  $F$  l'amplitude de l'excitation périodique,  $\varepsilon$  le ratio des masses et  $G$  l'ampli-

tude adimensionnée de l'excitation. L'expression de la longueur optimale de la cavité  $b_c$  est obtenue par traitement analytique des bifurcations [QIU 19B], soit :

$$b_c = \frac{F(4\Gamma^2 + \pi^2)^{3/2}}{2\varepsilon(4\lambda\Gamma^3 + \lambda\Gamma\pi^2 + 4\pi)} \quad (1)$$

avec  $\lambda = c_1/(m_1\omega_0)$  et  $\Gamma = (1 - R)/(1 + R)$ . Cette expression analytique assure l'efficacité maximale du transfert ciblé d'énergie pour le NES à vibro-impact. Ce résultat est illustré par des simulations numériques (figure 45). Pour une longueur de cavité  $b$  supérieure à  $b_c$ , située en zone D3 (figure 44), on retrouve la réponse fortement modulée décrite III.2.2, page 50. Pour une longueur  $b$  inférieure à  $b_c$ , mais située dans la zone D2, on retrouve une réponse avec deux impacts symétriques par cycle, caractéristique de la résonance 1 : 1. Après un bref transitoire, le flux est attiré par le point fixe rouge.

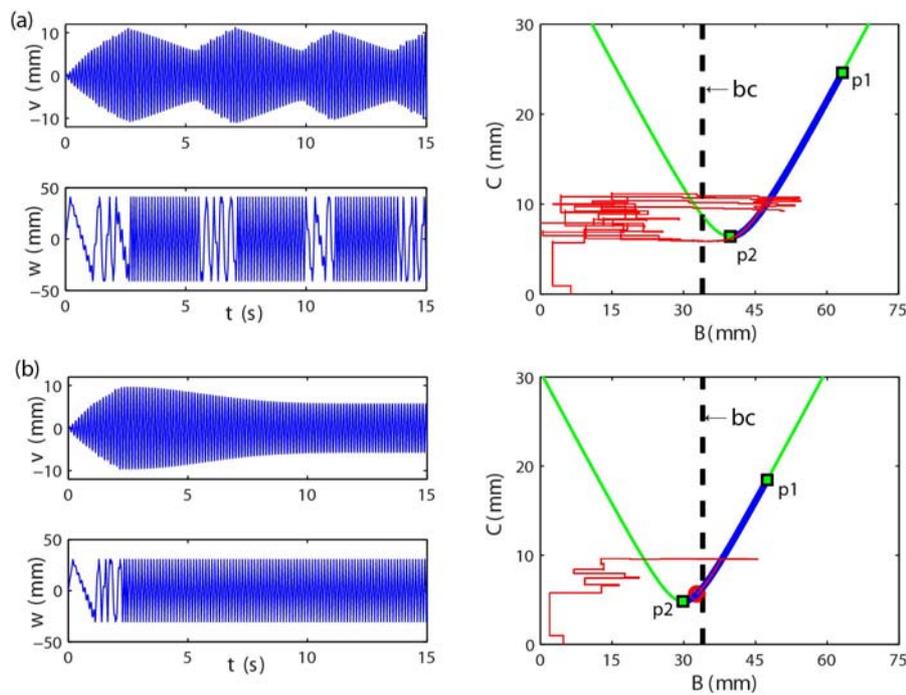


Figure 45 — Réponse temporelle de l'oscillateur linéaire ( $v$ ), du NES à vibro-impact ( $w$ ) et projection du déplacement sur la variété invariante (rouge) : (a) pour  $b > b_c$  dans la zone D3 avec une réponse fortement modulée, (b) pour  $b < b_c$  dans la zone optimale D2.

### III.2.3.2 Conception optimale sous excitation transitoire

Sous excitation transitoire, le régime (V) composé d'une réponse fortement modulée et d'un régime avec  $z = 2$ , n'existe pas. Typiquement, l'amplitude de l'oscillateur linéaire décroît et le déplacement interne  $w$  du NES à vibro-impact met en évidence plusieurs étapes (figure 46). Au début, le régime (I) puis le régime (II), avec ici trois impacts, sont activés. Ensuite, c'est le régime (III) avec deux impacts asymétriques, puis le régime (IV) avec deux impacts symétriques par cycles, et enfin c'est le régime de type chaotique (VI) avec peu d'impacts, lorsque l'énergie du système est faible. Dans cet exemple, le NES est activé pendant un temps très court, ce qui se traduit par un faible taux de dissipation d'énergie.

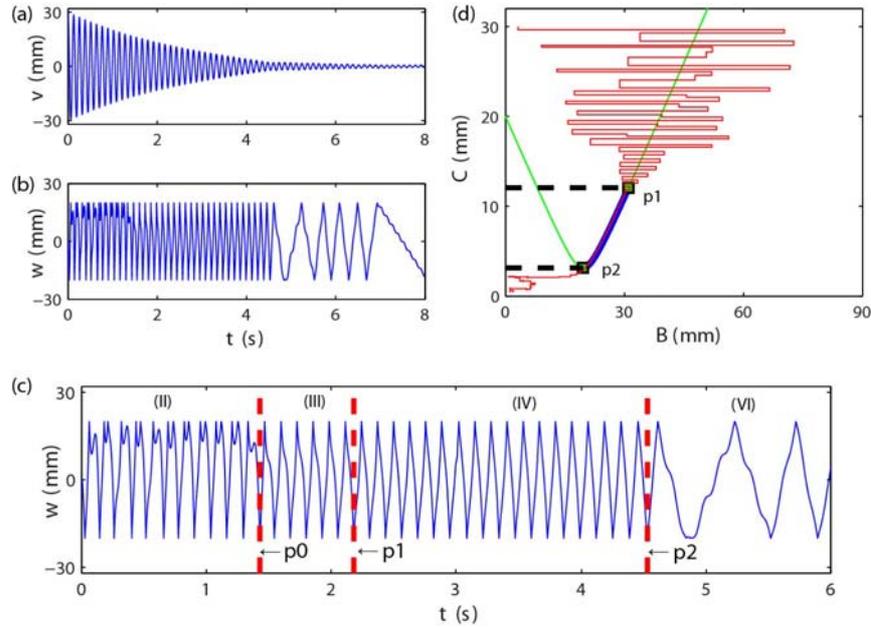


Figure 46 — Réponse temporelle typique sous excitation transitoire avec  $b < bt$  : (a) déplacement de l'oscillateur linéaire  $v$ , (b) déplacement interne du NES à vibro-impact  $w$ , (c) zoom sur le déplacement  $w$ , (d) projection du déplacement sur la variété invariante.

Pour caractériser l'efficacité du NES à vibro-impact, nous utilisons le temps nécessaire pour obtenir une réduction de 95 % de l'énergie initiale de l'oscillateur linéaire ainsi que le taux de dissipation d'énergie du NES (figure 47). L'efficacité du transfert d'énergie doit non seulement être élevée au début, mais aussi durer le plus longtemps possible [Li 17B], ce qui est le cas avec une activation dans la zone D2.

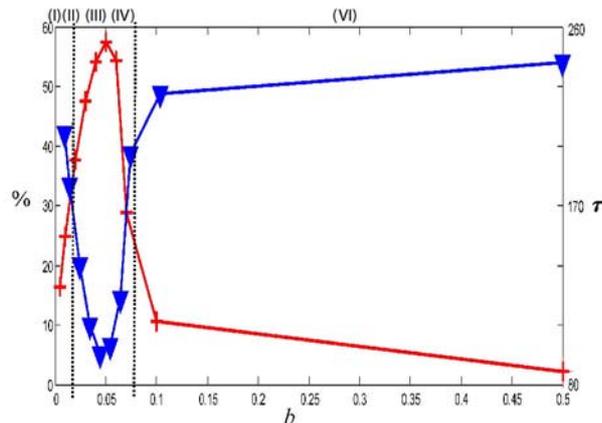


Figure 47 — Efficacité du NES à vibro-impact sous excitation transitoire en fonction de la longueur de la cavité  $b$  : taux de dissipation d'énergie par le NES à vibro-impact (croix rouges) et temps pour une réduction de 95 % de l'énergie de l'oscillateur linéaire (triangles bleus).

Le point de transition  $p1$  entre la réponse avec deux impacts asymétriques (III) et deux impacts symétriques (IV), constitue la position idéale pour l'énergie initiale de l'oscillateur linéaire. La valeur analytique de la position de  $p1$  peut être obtenue à partir de la figure 40, page 50. Ainsi, l'expression de la longueur optimale de la cavité  $bt$  est donnée par :

$$b_t = \frac{x_m}{A_1} \quad x_m = \sqrt{\left(x_0^2 + \frac{\dot{x}_0^2}{\omega_0^2}\right)} \quad (2)$$

avec  $x_m$  l'énergie initiale de l'oscillateur linéaire et avec  $x_0, \dot{x}_0$  respectivement sa position et sa vitesse initiale. En dimensionnant le NES à vibro-impact avec une longueur de cavité  $b = bt$ , l'énergie initiale est directement diminuée à partir de  $p1$ . Après une phase rapide de battement non linéaire, le système entre en capture de résonance 1 : 1 et l'amplitude de l'oscillateur linéaire décroît rapidement (figure 48). Si l'on augmente la longueur de cavité avec  $b > bt$ , la variété invariante se déplace vers le côté supérieur droit et la largeur de la branche stable augmente. Le système est alors très vite attiré par le point  $p2$ , ainsi, son efficacité est importante au début, mais décroît rapidement pour devenir nulle à mesure que l'amplitude de l'oscillateur linéaire diminue. Globalement, le dimensionnement avec  $b = bt$  est le plus performant sur l'ensemble du processus (figure 47).

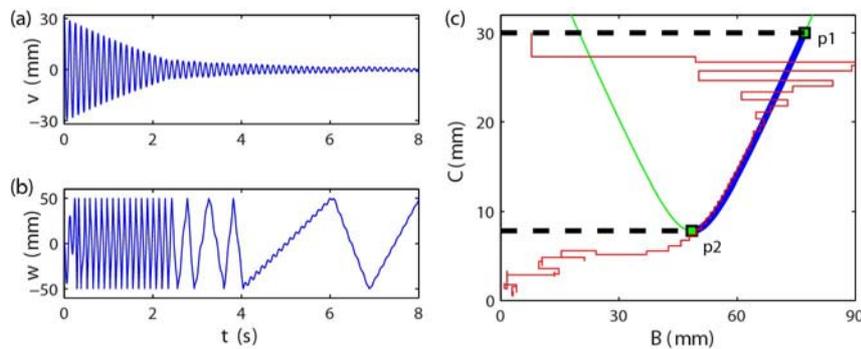


Figure 48 — Réponse temporelle optimale sous excitation transitoire avec  $b = bt$  :  
 (a) déplacement de l'oscillateur linéaire  $v$ , (b) déplacement interne du NES à vibro-impact  $w$ ,  
 (c) projection du déplacement sur la variété invariante.

### III.2.3.3 Conception lors du couplage à un système non linéaire

Les oscillateurs linéaires ne sont qu'un cas particulier dans le monde des structures réelles, nous allons donc proposer une procédure de dimensionnement permettant l'activation du NES à vibro-impact lorsqu'il est fixé à un système non linéaire. L'idée est simple, elle consiste à trouver un système linéaire similaire à ce système non linéaire, puis de concevoir correctement le NES à vibro-impact pour ce système linéaire [LI 17C]. Idéalement, deux points sont à respecter pour garantir l'activation du NES à vibro-impact avec le système non linéaire visé :

- L'amplitude du système linéaire doit être identique à celle du système non linéaire.
- La fréquence du système linéaire doit être identique à celle du système non linéaire.

Mais, lorsqu'un système linéaire est utilisé pour approcher le système non linéaire, généralement seule la plage d'amplitude peut être approximée et la condition sur la fréquence ne peut pas être remplie. Cela implique que le NES à vibro-impact soit activé sur une plage d'amplitude indépendamment de la fréquence, c'est un des intérêts du NES par rapport à un absorbeur linéaire.

De nombreuses simulations numériques ont été réalisées afin de vérifier les caractéristiques d'activation du NES à vibro-impact sur des systèmes non linéaires, nous avons notamment testé

un oscillateur de Duffing en rajoutant une raideur cubique au système principal [LI 17C]. Nous avons utilisé différentes valeurs de longueur de cavité  $b$  pour comparer leur efficacité. L'activation du NES à vibro-impact est proportionnelle à la longueur de la cavité  $b$  (figure 49 (a)). La valeur optimale de la longueur de cavité  $b_t$  est retrouvée (figure 49 (b)).

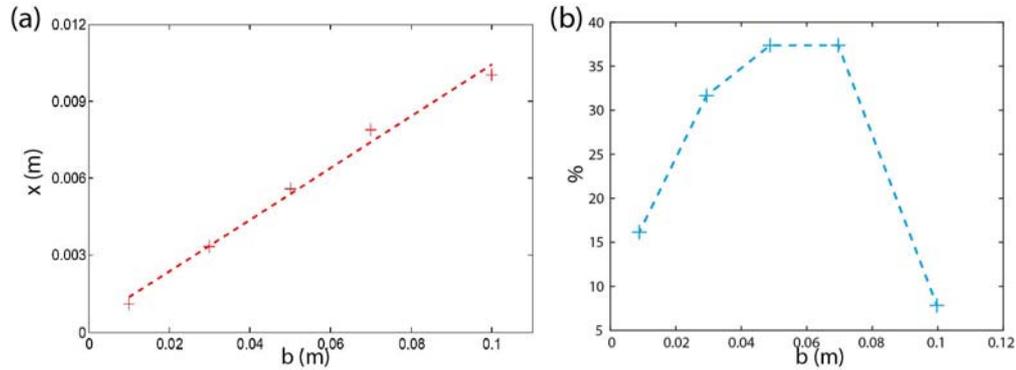


Figure 49 — Couplage avec un oscillateur non linéaire de type Duffing sous excitation transitoire : (a) activation proportionnelle du NES à vibro-impact associée au point  $p_2$  de l'invariant, (b) taux de dissipation d'énergie du NES à vibro-impact.

Nous avons contribué au dimensionnement optimal du NES à vibro-impact. Pour cela, nous avons établi des règles, initiées par des observations numériques puis démontrées par le calcul analytique, permettant de fixer la longueur optimale de la cavité sous une excitation périodique et transitoire, pour un système principal linéaire et non linéaire. L'activation du NES à vibro-impact est proportionnelle au déplacement, mais indépendante de la fréquence. La partie suivante présente les travaux expérimentaux associés.

### III.2.4 Essais expérimentaux

Les études expérimentales constituent une contribution importante de mes travaux. Nous avons développé plusieurs dispositifs permettant de créer un NES à vibro-impact (figure 50).

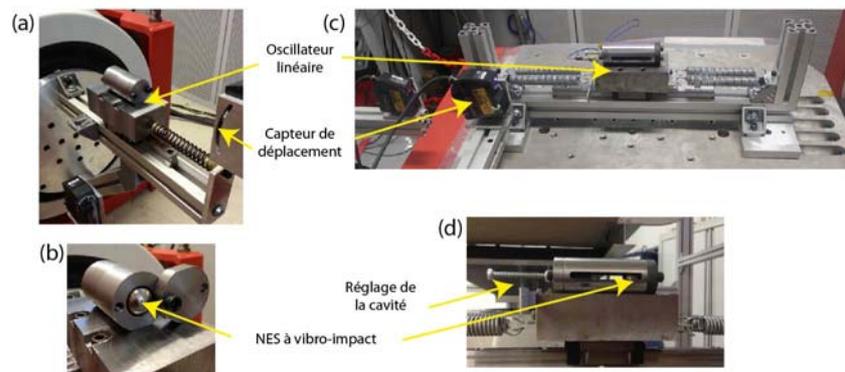


Figure 50 — Montages expérimentaux développés pour le NES à vibro-impact : (a) dispositif initial à cavité fixe, (b) détail de la bille, (c) dispositif amélioré avec réglage de la longueur de la cavité, (d) détail du NES à vibro-impact.

Le système principal est un oscillateur linéaire composé d'une masse et d'une raideur linéaire. Le NES à vibro-impact est composé d'une bille logée dans une cavité cylindrique, venant impacter les deux extrémités. Les améliorations ont permis le réglage de la longueur de la cavité et l'observation de la bille par des lumières. Le montage est instrumenté par accéléromètres et vibromètre laser. De nombreux essais ont été réalisés pour retrouver le comportement du système sous excitation périodique [LI 16]. Les six régimes vibratoires ont été observés expérimentalement [LI 17A], puis analysé en utilisant l'application de premier retour de Poincaré, présentant la différence de temps entre deux impacts consécutifs, cette carte permet de juger de la régularité du mouvement et de mettre en avant des comportements de type chaotique [KOR 07].

Le régime de réponse fortement modulée avec des cycles de relaxations a été observé expérimentalement, il permet un contrôle passif des vibrations par une activation de la résonance 1 : 1 ( $z = 2$ , avec des chocs symétriques et réguliers), suivi d'un régime où  $z < 2$  dans lequel les chocs sont irréguliers. Ce régime original a fait l'objet d'une attention particulière (figure 51.) Les croix rouges, sur l'accélération de l'oscillateur linéaire en bleu, représentent les impacts de la bille. Le caractère intermittent est observé par l'irrégularité des impacts, il semble même y avoir un comportement chaotique, observé sur l'application de premier retour (figure 51 (a) (b)).

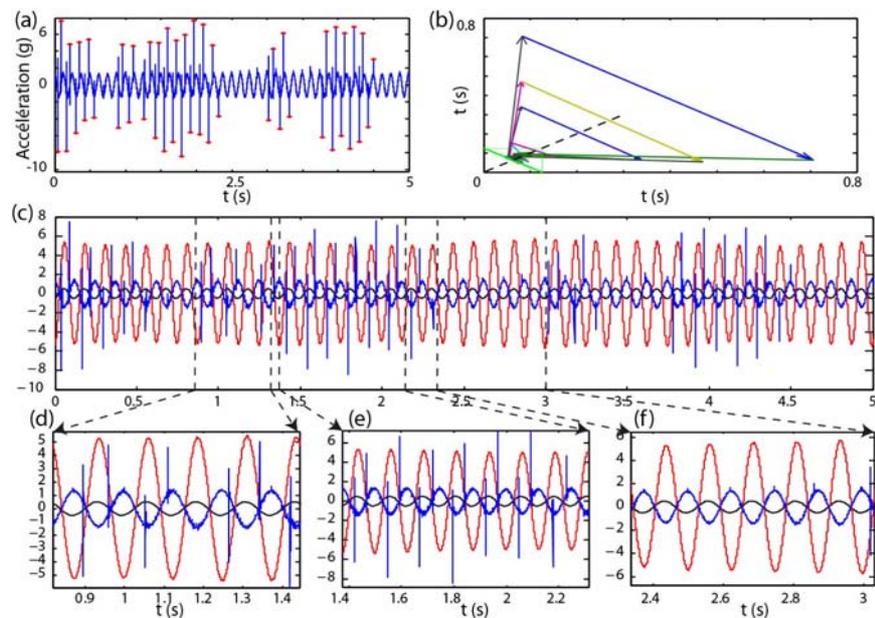


Figure 51 — Réponse fortement modulée avec des cycles de relaxation : (a) accélération de l'oscillateur linéaire (bleue) et impact (croix rouge), (b) application de premier retour de Poincaré entre les temps d'impact, (c) superposition de l'accélération (bleue), du déplacement (rouge) et du forçage du pot vibrant (noir), (d) (e) (f) détail.

Lorsque l'amplitude de l'oscillateur linéaire décroît, le régime à deux impacts par cycles avec de forts et nombreux impacts est nécessaire pour maintenir la résonance 1 : 1, associée à une perte d'énergie lors des impacts successifs (figure 51 (e)). L'amplitude augmente si les impacts ne sont pas assez forts (figure 51 (d)) ou lorsque leurs nombres n'est pas suffisant (figure 51 (f)). Si le régime de résonance 1 : 1 est nécessaire pour un contrôle passif par pompage énergétique, son efficacité ne semble pas optimale. Une analyse fine a permis de déceler de petits pics d'accélération lors de la période, a priori, sans impact (figure 51 (f)). Ce phénomène est probablement dû à la faible inclinaison du montage qui se traduit par la localisation de la bille sur un côté plutôt

qu'au centre [BAP 95]. De plus, la différence de temps n'est pas égale pour deux impacts consécutifs par cycle, ce phénomène est certainement causé par l'amortissement entre l'oscillateur linéaire et la bille, par l'inclinaison du montage et par la différence du coefficient de restitution sur chaque côté [BAP 83].

Des essais ont aussi permis d'analyser expérimentalement la procédure de dimensionnement, permettant d'obtenir la longueur de cavité optimale. Par exemple, pour une excitation périodique, à la fréquence de résonance de l'oscillateur linéaire, trois longueurs de cavité ont été testées (figure 52). La longueur optimale  $b_c$  est calculée avec l'équation (1) et permet d'obtenir l'amplitude la plus faible (figure 52 (b)). Les essais ont été étendus pour différentes valeurs d'excitation  $F$  (figure 52 (d)). Les résultats analytiques sont en accord avec les valeurs expérimentales.

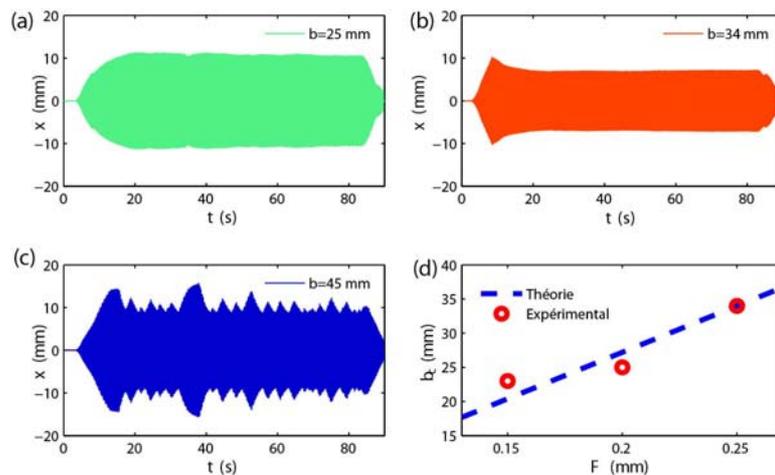


Figure 52 — Déplacement mesuré de l'oscillateur linéaire sous excitation périodique à fréquence fixe : (a)  $b = 25$  mm ( $< b_c$ ) et  $F = 0,25$  mm, (b)  $b = 34$  mm ( $= b_c$ ) et  $F = 0,25$  mm, (c)  $b = 45$  mm ( $> b_c$ ) et  $F = 0,25$  mm, (d) validation de la longueur de cavité optimale théorique  $b_c$  pour différentes valeurs d'excitation  $F$ .

Lorsque le NES à vibro-impact est correctement dimensionné pour la fréquence de résonance de l'oscillateur linéaire, l'utilisation de l'absorbeur pour une autre fréquence de résonance ne sera pas optimale et fera apparaître un régime fortement modulé ou encore une réponse irrégulière de type chaotique, sans capture de la résonance  $1 : 1$ . Clairement, il n'existe pas de valeur optimale de  $b$  pour toute une gamme de fréquences de résonance. Si l'objectif est de contrôler l'amplitude de l'oscillateur linéaire dans une gamme de fréquences, il suffit de contrôler uniquement la fréquence de résonance, ainsi la longueur de cavité optimale  $b_c$  constitue une valeur optimale sur la bande de fréquence considérée. Les essais expérimentaux avec balayage en fréquence d'excitation ont permis de retrouver ce comportement et de valider la procédure de dimensionnement sous excitation périodique (figure 53).

Des essais ont aussi été réalisés sous sollicitation transitoire, le dispositif expérimental est similaire à celui utilisé pour le NES bistable (figure 32, page 41). Classiquement, sans absorbeur le déplacement de l'oscillateur linéaire suit une décroissance naturelle de type exponentielle (figure 54). En rajoutant le NES à vibro-impact, il apparaît deux phases de décroissance quasi linéaire, une première très rapide jusqu'au point  $p_2$ , suivi d'une d'une seconde moins rapide. Différentes longueurs de cavité ont été testées. Lorsque la longueur de cavité est inférieure à la

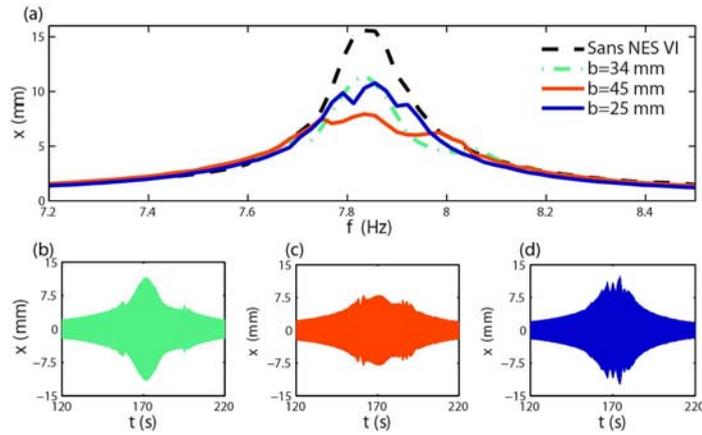


Figure 53 — Courbes de résonance avec et sans NES à vibro-impact : (a) balayage en fréquence avec  $F = 0,25$  mm, détail de l’amplitude de l’oscillateur linéaire, (b)  $b = 25$  mm ( $< bc$ ), (c)  $b = 34$  mm ( $= bc$ ), (d)  $b = 45$  mm ( $> bc$ ).

valeur optimale  $bt$ , l’énergie initiale est supérieure au point de transition  $p2$ , il s’en suit une décroissance relativement faible, mais plus importante que sans dispositif. Pour une longueur de cavité optimale  $bt$  ou supérieure, le NES à vibro impact est activé avec un régime à deux impacts par cycle, très efficace pour atténuer les vibrations. Pour une longueur optimale ( $bt$ ) l’absorbeur est activé plus longtemps. Finalement, le réglage de la longueur de la cavité à  $bt$  permet d’obtenir une efficacité optimale sur tout le processus d’atténuation. Cependant, l’efficacité optimale n’est obtenue que sur la branche stable de l’invariant (entre  $p1$  et  $p2$ ), en d’autres termes, l’absorbeur n’est activé que pour une certaine plage d’amplitude du forçage externe.

Enfin, des essais ont aussi été réalisés sous sollicitation transitoire, avec un système principal non linéaire correspondant à un oscillateur de Duffing [LI 17C]. L’activation du NES à vibro-impact a été examinée du point de vue expérimental, et les résultats montrent une activation proportionnelle. De plus, l’indépendance de son activation à la fréquence est retrouvée au travers des essais transitoires.

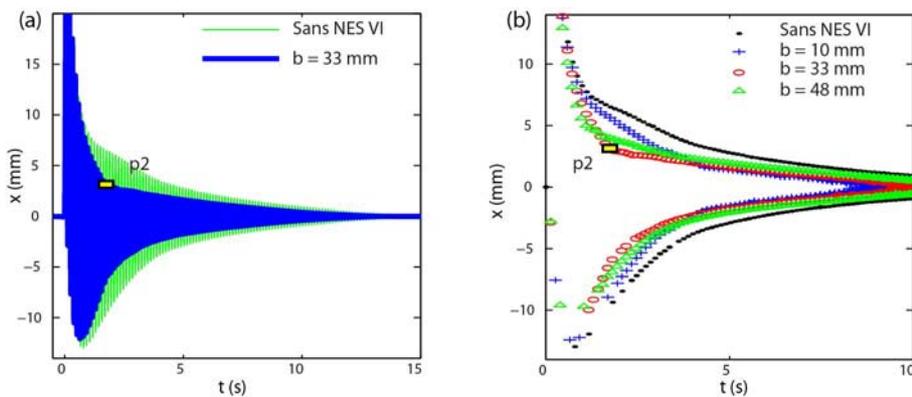


Figure 54 — Déplacement mesuré de l’oscillateur linéaire sous excitation transitoire : (a) avec et sans NES à vibro-impact, (b) enveloppe du déplacement pour différentes longueurs de cavité  $b = 10$  mm ( $< bt$ ),  $b = 33$  mm ( $= bt$ ),  $b = 48$  mm ( $> bt$ ).

Pour conclure, ces travaux conséquents ont permis d'étudier finement le comportement du NES à vibro-impact. Les différents régimes et les mécanismes de transfert d'énergie ont été analysés et expliqués par des approches analytiques et numériques. Un critère de dimensionnement a été obtenu, permettant de fixer la longueur optimale de la cavité sous une excitation périodique et transitoire. De nombreux essais expérimentaux ont permis de retrouver les comportements prévus par la simulation, mais aussi d'ouvrir de nombreuses pistes de recherches, présentées dans la suite du document :

- Le NES à vibro-impact n'est activé que sur une certaine plage d'excitation. Pour améliorer la robustesse de l'absorbeur, nous allons étudier le couplage de n-NES à vibro-impact en parallèle (III.3, page 61).
- Le régime de réponse fortement modulée présentant un comportement de type chaotique, nécessitant des développements analytiques spécifiques (III.4, page 65).
- Le NES à vibro-impact a été étudié sur des systèmes résonants. Nous allons nous frotter à l'application aux vibrations d'usage, avec un système instable à retard (III.5, page 71).

### III.3 Couplage de n-NES à vibro-impact en parallèle

Ces travaux ont été initiés dans le cadre de la thèse de doctorat de Li TAO, publiés dans l'article suivant [LI 17D], puis approfondis dans la thèse de doctorat de Donghai QIU, publiés dans l'article suivant [QIU 19B]. L'objectif est d'étudier le couplage de n-NES à vibro-impact en parallèle, avec des approches analytiques, numériques et expérimentales, pour aboutir à une conception optimale.

À la façon du *Particle Impact Damper* [OLS 03], il est envisageable de coupler n-NES à vibro-impact en parallèle. Le système considéré est composé d'un oscillateur linéaire sur lequel sont embarqués deux NES à vibro-impact (figure 55).

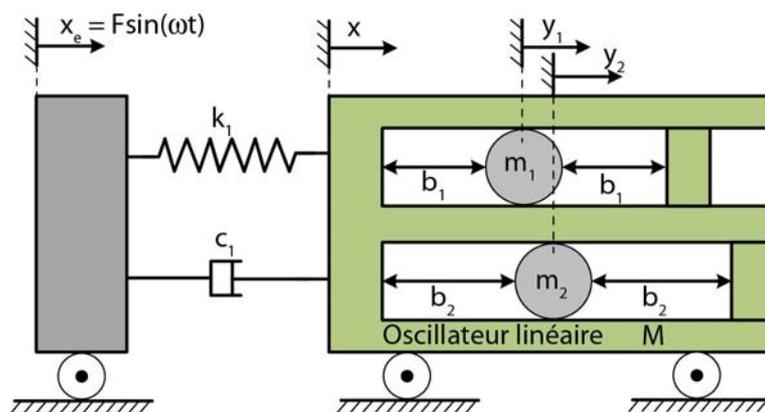


Figure 55 — Oscillateur linéaire couplé à deux NES à vibro-impact en parallèle.

La procédure de traitement analytique est une généralisation de celle présentée en partie III.2.1, page 49, en voici les grandes lignes :

- Les équations du mouvement sont obtenues entre les impacts. Une relation d'impact lie les vitesses avant et après impact, le tout couplé à la condition de conservation de la quantité de mouvement lors de l'impact.
- Les variables sont adimensionnées. Les coordonnées barycentriques sont introduites,  $v$  représente le déplacement du centre de masse de l'oscillateur linéaire et  $w_i$  le déplacement interne du NES à vibro-impact n°  $i$ .
- Le système est ensuite étudié à l'aide de la méthode des échelles multiples et permet d'obtenir une relation algébrique entre l'amplitude des oscillations du système principal et l'amplitude du déplacement des différentes billes.
- La variété invariante du système et notamment les points fixes sont ensuite traités par une analyse des bifurcations [QIU 19B].

La relation algébrique entre l'amplitude du système principal et des billes est qualifiée de *Slow Invariant Manifold*. Au premier ordre d'approximation, l'amplitude de chaque masse libre des absorbeurs dépend uniquement de l'amplitude du système principal et le comportement des deux NES à vibro-impact est ainsi découplé. Nous retrouvons analytiquement le principe d'activité séparée introduit dans le cas de l'assemblage en parallèle de NES à non-linéarité cubique [VAU 11] [SAV 12].

Avec un objectif de dimensionnement de la longueur optimale de la cavité, présenté en partie III.2.3, page 53, il est facile d'étendre les critères au cas de  $n$ -NES à vibro-impact en parallèle. En ajustant les deux variables sans dimension  $\Delta_i = b_i/b_1$  et  $\alpha_i = m_i/(\epsilon M)$ , il est possible d'activer les  $n$ -NES à vibro-impact sur une large bande de fréquence. Le point optimal  $\pi/2$ , permet l'activation de chaque NES à vibro-impact sur le régime de résonance 1 : 1, il est défini par :

$$B_{i1} = \frac{\pi^2 \Delta_i}{\pi^2 + 4\Gamma^2}, C_{i1}^2 = \frac{4\Gamma^2 \Delta_i^2}{\pi^2 + 4\Gamma^2}, i = 2 \dots n \quad (3)$$

Le dimensionnement des  $n$ -NES à vibro-impact doit donc respecter la règle de conception suivante :  $C_{11}^2 < C_{21}^2 < \dots < C_{n1}^2$ . Dans ce cas, l'énergie d'activation de chaque NES à vibro-impact est augmentée de manière régulière, ce qui permet un fonctionnement robuste. Le dimensionnement est valable au voisinage de la résonance 1 : 1. Si les mouvements des NES à vibro-impact ne sont pas situés à proximité de la résonance 1 : 1, le principe d'activité séparée n'est plus valable et une réponse de type chaotique peut se produire. Dans ce cas le NES à vibro-impact n'est plus un NES dans le sens où le transfert d'énergie n'est plus irréversible. Pour limiter cette situation, le seuil d'énergie de chaque NES à vibro-impact ne doit pas être trop éloigné l'un de l'autre.

L'intégration numérique ainsi que les variétés invariantes sont présentées pour une réponse typique de l'oscillateur linéaire (figure 56). Son amplitude est ici fortement modulée avec un comportement de type chaotique, de plus l'amplitude maximale n'est pas constante [GEN 15]. Le NES à vibro-impact n° 1 réalise des cycles de relaxation intermittent, alternant activation avec deux impacts par cycle et désactivation. Le NES à vibro-impact n° 2 est activé en permanence avec deux impacts par cycle. Ce comportement est prédit analytiquement et retrouvé avec la projection du déplacement sur l'invariant.

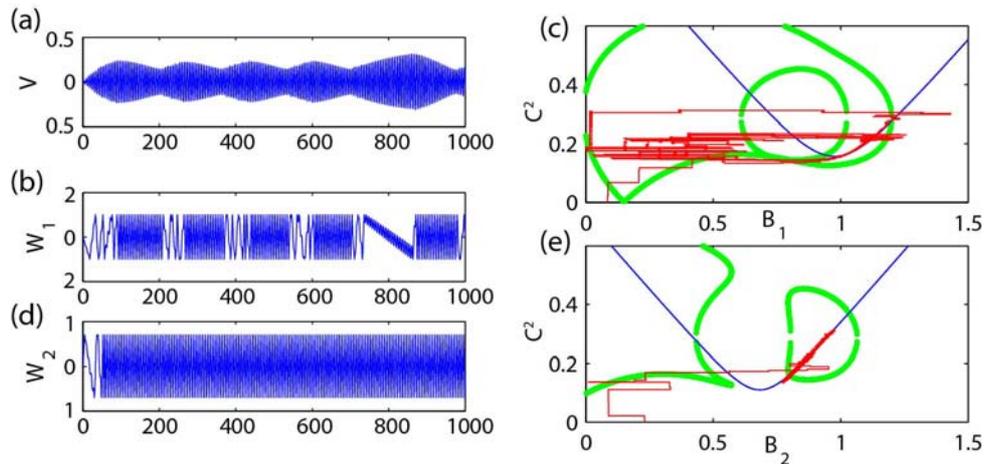


Figure 56 — Simulation numérique pour  $G = 0,8$  et  $\sigma = 0,5$  : (a) réponse fortement modulée de l'oscillateur linéaire, (b)  $w_1$  déplacement du NES à vibro-impact n° 1, (c) variété invariante à l'échelle  $T_1$  en bleu, à l'échelle  $T_2$  en vert et projection du déplacement  $w_1$  en rouge, (d)  $w_2$  déplacement du NES à vibro-impact n° 2, (e) variété invariante aux deux échelles et projection du déplacement  $w_2$ .

Le couplage de plusieurs NES à vibro-impact a été analysé expérimentalement. Nous avons développé un montage spécifique permettant d'obtenir un double NES à vibro-impact (figure 57). Les deux cavités réglables contiennent les deux billes visibles par des lumières. De nombreux essais ont été réalisés pour retrouver le comportement du système sous sollicitation périodique et transitoire [LI 17D], seuls quelques un sont présentés ici.

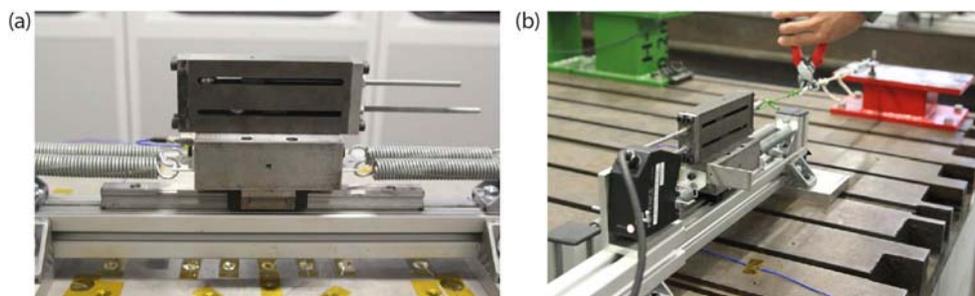


Figure 57 — Montage expérimental du double NES à vibro-impact : (a) détail du montage, (b) configuration sous sollicitation transitoire.

Pour la configuration expérimentale étudiée, avec  $F = 0,15$  mm et  $F = 0,25$  mm la procédure de dimensionnement donne respectivement les deux longueurs optimales à  $b_1 = 23$  mm et  $b_2 = 34$  mm. Les essais expérimentaux avec balayage en fréquence d'excitation ont été réalisés avec ces jeux de paramètres (figure 58). Pour  $b_1 = b_2 = 34$  mm, l'amplitude maximale de l'oscillateur linéaire est identique au cas avec un seul NES à vibro-impact réglé avec  $b = 34$  mm. De même, lorsque  $b_1 = b_2 = 23$  mm, un petit pic de résonance persiste à la fréquence de résonance, puisque ce jeu n'est pas optimal pour cette excitation. En adoptant  $b_1 = 23$  mm et  $b_2 = 34$  mm, le petit pic de résonance est atténué et la plage de fréquence d'activation du double NES à vibro-impact est augmentée, avec une réduction de l'amplitude d'environ 40 %.

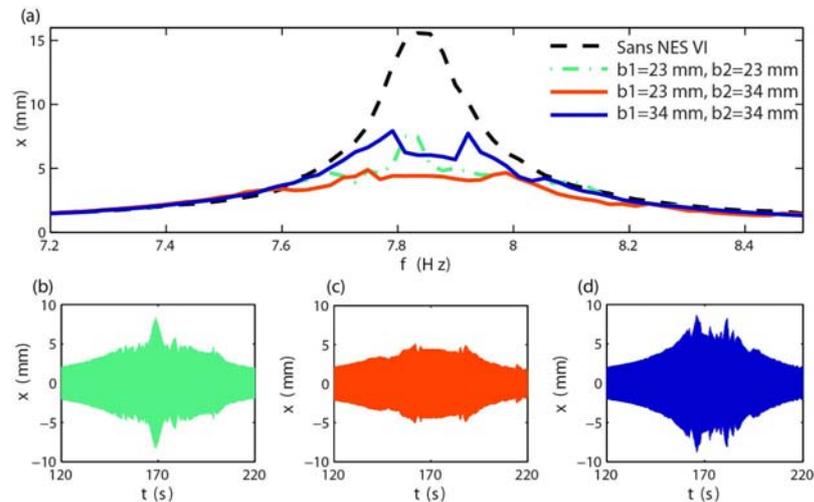


Figure 58 — Courbes de résonance avec et sans le double NES à vibro-impact : (a) balayage en fréquence avec  $F = 0,25$  mm. Détail de l'amplitude de l'oscillateur linéaire : (b)  $b_1 = b_2 = 23$  mm, (c)  $b_1 = 23$  mm et  $b_2 = 34$  mm, (d)  $b_1 = b_2 = 34$  mm.

Lors de certains essais et notamment sous sollicitation périodique à fréquence fixe, des régimes transitoires visiblement complexes ont été observés pour certaines combinaisons. Par exemple, pour  $b_1 = b_2$ , lorsqu'une seule bille est activée, avec deux impacts par cycle, l'activation peut alterner entre les deux billes !

Le double NES à vibro-impact a été testé sous sollicitation transitoire, avec  $b_1 = 33$  mm et  $b_2 = 10$  mm (figure 59 (a)). L'amplitude de l'oscillateur linéaire est atténuée en suivant trois

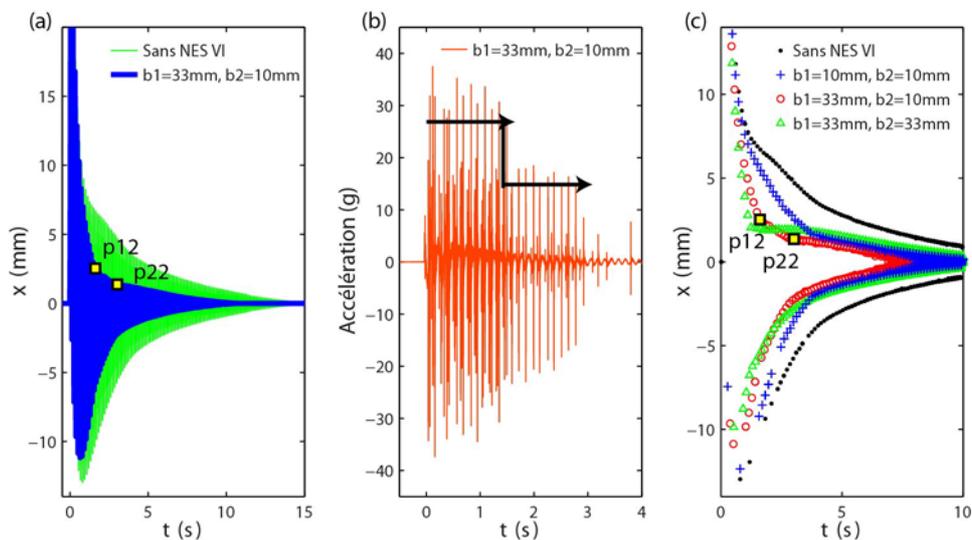


Figure 59 — Mesures expérimentales sous excitation transitoire : (a) déplacement mesuré de l'oscillateur linéaire avec et sans double NES à vibro-impact, (b) accélération, (c) enveloppe du déplacement pour différents jeux de longueurs de cavité.

phases de décroissance quasi linéaire. Quand l'amplitude de l'oscillateur linéaire est supérieure au point de transition p12, le premier absorbeur, à longue cavité, est activé avec deux impacts par cycle. Lorsque l'amplitude de l'oscillateur linéaire est située dans la plage comprise entre p12

et p22, le premier absorbeur se désactive et le second prend le relais par capture de la résonance 1 : 1. Le principe d'activité séparée du double NES à vibro-impact est retrouvé expérimentalement à partir de l'accélération (figure 59 (b)). La force d'impact est liée à la longueur de la cavité. Les flèches horizontales montrent les activations successives des deux NES à vibro-impact, la ligne verticale illustre le changement brusque associé. Des essais avec des longueurs de cavité différentes ont été comparés (figure 59 (c)). Le rajout d'une deuxième bille a permis de toujours améliorer le fonctionnement comparé à un simple NES à vibro-impact.

Pour conclure, ces travaux ont permis de généraliser la procédure de dimensionnement à n-NES à vibro-impact en parallèle, sous excitation périodique et transitoire, au voisinage de la résonance 1 : 1. Avec n-NES à vibro-impact, il est recommandé de calculer la longueur de cavité pour l'excitation maximale, puis de choisir une longueur de cavité plus courte pour un niveau d'énergie inférieur. La procédure de dimensionnement a été validée expérimentalement et le principe d'activité séparée a été retrouvé pour le NES à vibro-impact. Globalement, l'utilisation de plusieurs NES à vibro-impact en parallèle permet d'augmenter la robustesse sur une gamme de fréquences plus large. Enfin, le NES à vibro-impact présente un régime de réponse fortement modulée de type chaotique. L'étude de ce régime de type chaotique est développée dans la partie suivante.

## III.4 Analyse avancée du comportement

Ces travaux ont été réalisés dans le cadre du post doctorat de Li TAO et d'une collaboration nationale entre l'ENTPE et l'ICA à Toulouse, publiés dans les articles suivants [LI 18] [LI 19]. L'objectif principal vise à analyser finement les comportements chaotiques observés sur le NES à vibro-impact, puis à analyser les mesures expérimentales.

### III.4.1 Réponse chaotique

L'impact est une non-linéarité avec discontinuités, typique des systèmes non réguliers. Le calcul de l'exposant de Lyapunov permet de juger une réponse chaotique. MÜLLER a développé une méthode générale de calcul pour les systèmes dynamiques avec discontinuités, l'idée est de corriger la matrice de transfert lors des impacts [MUL 95]. Depuis, des travaux se sont focalisés sur l'étude du chaos sur les systèmes à impact [STE 00] [SOU 04] [JIN 06]. Leur objectif commun est de calculer l'exposant de Lyapunov pour caractériser le chaos. Notre contribution vise, non seulement, à proposer une méthode analytique permettant de calculer l'exposant de Lyapunov pour le NES à vibro-impact, mais surtout, à expliquer les mécanismes conduisant à un exposant positif (chaos).

Le système considéré est classiquement composé d'un oscillateur linéaire sur lequel est embarqué un NES à vibro-impact (figure 39, page 49). Les équations du mouvement sont obtenues entre les impacts et les variables sont adimensionnées. Les vitesses avant et après impact sont obtenues par la théorie de choc simplifiée et avec la condition de conservation de la quantité de mouvement lors de l'impact. En reprenant la démarche de MÜLLER, il s'agit de calculer la matrice de transfert entre les impacts et la matrice de transfert aux moments des impacts. La procédure de traitement analytique reprend les étapes suivantes [LI 18] :

- Les variables d'état du flux  $\Phi(\tau_0, x_0)$  sont exprimées en utilisant les conditions initiales et les équations du mouvement entre les impacts.
- Chaque impact  $i$  est étudié aux instants avant ( $\tau_i^-$ ) et après impact ( $\tau_i^+$ ). Une différence initiale d'état est introduite avec une variable d'état sur la trajectoire perturbée  $\delta\tilde{\Phi}(\tau)$  et sur la trajectoire d'origine  $\delta\Phi(\tau)$  (figure 60). L'impact est déterminé sur la trajectoire d'origine ( $\tau_{i+1}$ ) et sur la trajectoire perturbée ( $\tilde{\tau}_{i+1}$ ) afin de calculer la matrice de transfert entre la trajectoire d'origine juste avant le premier impact ( $\tau_{i+1}$ ) et juste après le deuxième impact de la trajectoire perturbée ( $\tilde{\tau}_{i+1}$ ).
- La matrice  $J_i$  est obtenue entre l'instant ( $\tau_i^+$ ) et ( $\tau_{i+1}^-$ ). La matrice  $S$  est obtenue entre l'instant ( $\tau_{i+1}^+$ ) et ( $\tau_{i+1}^-$ ). Cette dernière est constante et sa valeur est identique de part et d'autre de l'impact.
- La matrice  $M_i$  est alors définie  $\delta\Phi(\tau_{i+1}^+) = M_i \times \delta\Phi(\tau_{i+1}^-)$ . En utilisant  $J_i$  et  $S$ , on obtient la matrice  $T_i = M_i \times J_i$ , soit la relation suivante  $\delta\Phi(\tau_{i+1}^+) = M_i \times J_i \times \delta\Phi(\tau_i^+)$ .
- La matrice de transfert  $M(\tau_i)$  est obtenue par assemblage des matrices  $M_i$  et  $J_i$ . Les quatre exposants de Lyapunov  $\lambda_k$  sont calculés à partir des quatre valeurs propres  $u_i$  de la matrice  $M(\tau_i)$ .

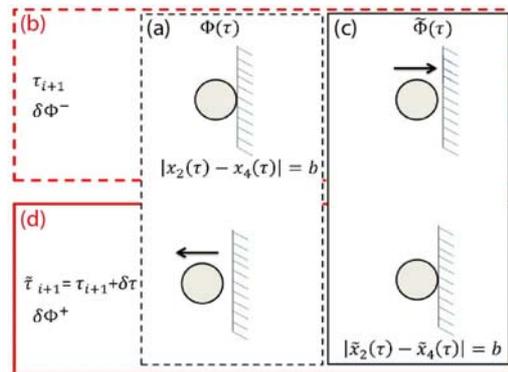


Figure 60 — Définition des trajectoires avant impact ( $\delta\Phi^-$ ) et après impact ( $\delta\Phi^+$ ) : (a) impact original dans le cadre noir pointillé, (b) à l'instant  $\tau_{i+1}$  dans le cadre rouge pointillé, (c) impact perturbé dans le cadre noir, (d) à l'instant  $\tilde{\tau}_{i+1}$  dans le cadre rouge.

Les calculs numériques ont été utilisés pour obtenir l'évolution des exposants de Lyapunov, sur le NES à vibro-impact. Le régime (V), caractérisé par une réponse fortement modulée, est analysé finement (figure 61). Les mouvements de l'oscillateur linéaire et du NES sont désynchronisés lorsque l'amplitude de l'oscillateur linéaire croît, puis il y a synchronisation dans la phase de décroissance. Le nombre d'impact par cycle apparaît clairement (figure 61 (b)) : dans les zones clairsemées l'amplitude de  $x$  augmente avec  $z < 2$ , dans les zones denses l'amplitude de  $x$  diminue avec  $z = 2$ . Les exposants de Lyapunov ont été calculés sur une période de temps limitée, représentée par les deux traits pointillés rouges. Plus la période de temps augmente, plus la taille de la matrice de transfert  $M$  augmente, avec un risque de saturer les capacités de calcul. La durée de calcul a été choisie suite à une étude de convergence. L'évolution du coefficient maximum de Lyapunov montre une valeur finale quasi constante et positive, ce qui démontre la présence de chaos (figure 61 (c)). L'évolution n'est pas régulière, les sauts résultent du calcul des

valeurs propres  $u_i$ . À ces points,  $u_i$  est nulle ou proche de zéro, cela est probablement lié à la bifurcation de *grazing*. Globalement, la tendance générale est juste et permet de prédire l'évolution de l'exposant maximum de Lyapunov.

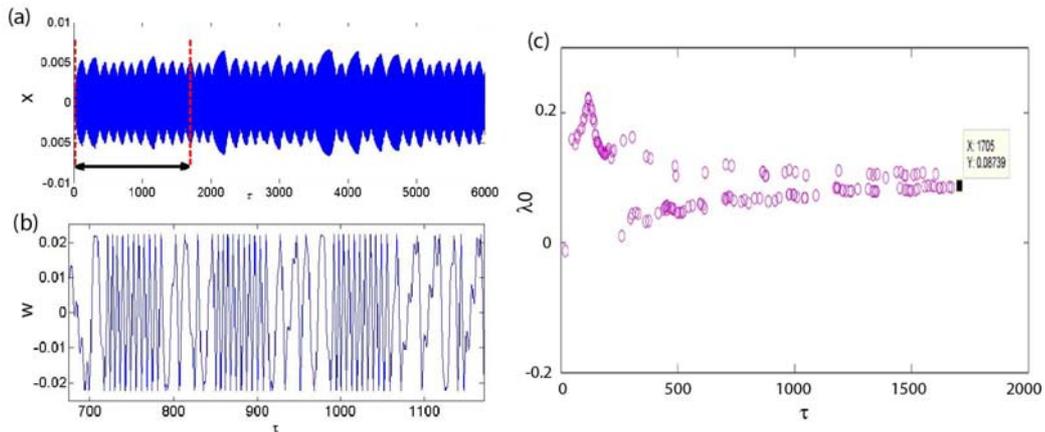


Figure 61 — Simulation numérique pour une réponse fortement modulée, régime (V) avec  $b = 0,022$  m : (a) déplacement de l'oscillateur linéaire, (b) détail du déplacement de la bille, (c) évolution du maximum de l'exposant de Lyapunov.

Pour étudier l'influence de l'impact, les valeurs propres de la matrice  $T_i$  ont été analysées. Sur les quatre valeurs propres, deux ont des valeurs positives et supérieures à un. La plus grande est mise en correspondance avec le déplacement de l'oscillateur linéaire (figure 62). Dans la zone 1,

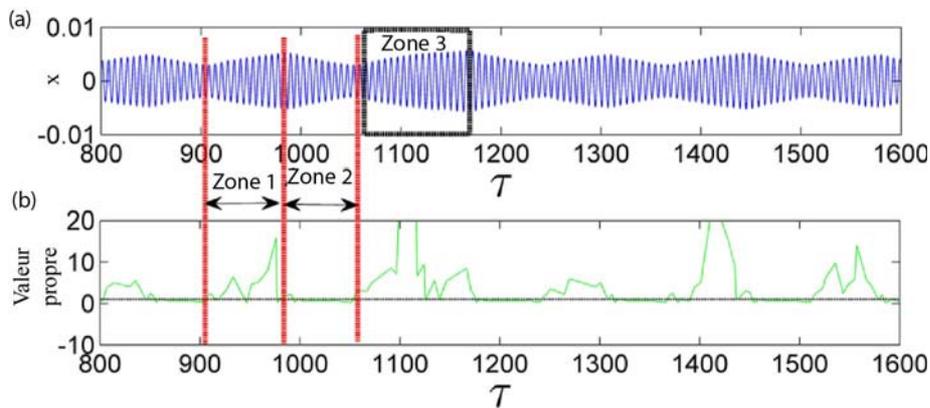


Figure 62 — Analyse de la réponse fortement modulée, régime (V) avec  $b = 0,022$  m : (a) déplacement de l'oscillateur linéaire, (b) évolution de la plus grande valeur propre de la matrice  $T_i$ .

dont le mouvement est désynchronisé, la valeur propre est largement supérieure à un. Dans la zone 2, où le mouvement est synchronisé (résonance 1 : 1), la valeur propre est constante et inférieure à un. On observe le même comportement sur les zones 1 et 3. Le chaos résulte donc des impacts irréguliers lors de la désynchronisation entre les mouvements de l'oscillateur linéaire et du NES. L'exposant de Lyapunov révèle une tendance moyenne, mais l'analyse de la valeur propre de  $T_i$  est plus poussée et donne le mécanisme d'apparition du chaos.

Nous avons analysé les six régimes caractéristiques du NES à vibro-impact (III.2.2, page 50).

- Les régimes (I), (V) et (VI) ont un exposant de Lyapunov positif, les impacts irréguliers et occasionnels induisent du chaos.
- Les régimes (II), (III) et (IV) ont un exposant de Lyapunov négatif, les impacts réguliers ne génèrent pas de chaos.

Il est important de noter qu'en présence de chaos, le NES à vibro-impact ne peut plus être qualifié de NES, car le transfert d'énergie n'est plus irréversible, ainsi l'énergie de la bille peut être réinjecté vers le système primaire, ce qui n'est absolument pas l'objectif recherché ! Les régimes (I), (V) et (VI) sont donc à proscrire pour le contrôle passif des vibrations.

En utilisant les développements analytiques présentés, nous avons mis au point une méthode pour identifier l'exposant de Lyapunov à partir de mesures expérimentales [LI 18]. Pour cela, la matrice  $J_i$  est construite directement en utilisant les temps d'impact. La matrice  $M_i$  est plus complexe à obtenir, nous avons du faire l'hypothèse que le frottement, entre l'oscillateur linéaire et la bille, est suffisamment petit pour ne pas changer la vitesse de la bille. De plus, le coefficient de restitution de choc  $R$  doit être connu et supposé constant. La méthode a été appliquée pour une réponse fortement modulée (figure 63), correspondant au régime chaotique (V). Le déplacement de l'oscillateur linéaire présente la répartition des impacts, le portrait de phase montre clairement la distribution irrégulière des impacts. La section de Poincaré présente une répartition des points dispersée dans le plan, illustrant la présence de chaos. L'exposant maximum de Lyapunov est estimé, sur cette courte durée avec un nombre d'impacts limités (figure 63 (d)).

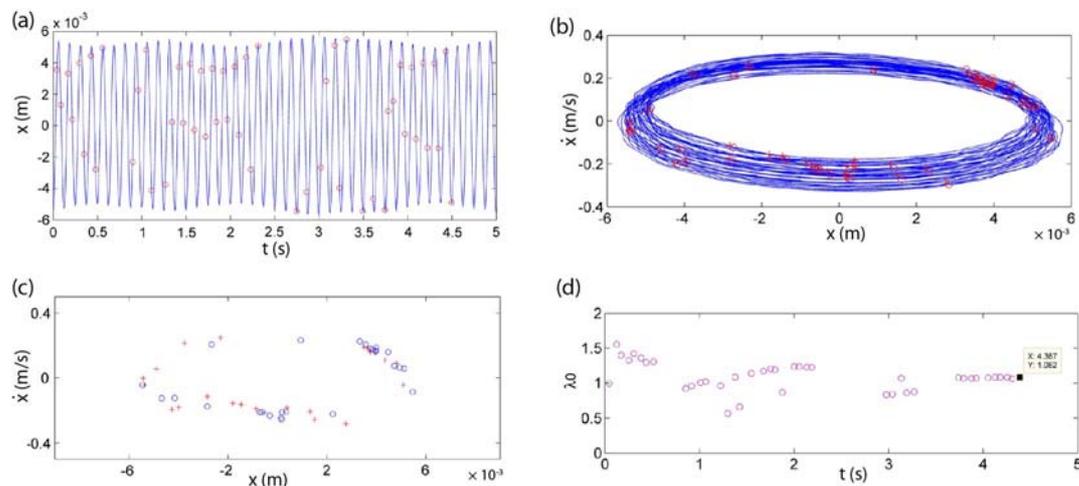


Figure 63 — Analyse expérimentale du régime chaotique (V) avec  $b = 0,015$  m : (a) déplacement de l'oscillateur linéaire, les impacts sont marqués par les cercles rouges, (b) portrait de phase, les instants avant et après impact sont marqués par les cercles et croix rouges, (c) section de Poincaré avec  $|x-y| = b$ , (d) évolution du maximum de l'exposant de Lyapunov.

L'exposant converge rapidement vers une valeur stable positive. Ces résultats sont cohérents avec les simulations numériques (figure 61, page 67) et valident la méthode. La méthode a aussi été appliquée sur un régime stable à deux impacts par cycles (figure 64). La section de Poincaré présente une répartition régulière des points, avec deux attracteurs. L'exposant maximum de Lyapunov est calculé, mais ici la durée de mesure est trop courte pour avoir une valeur stabilisée.

L'exposant décroît progressivement, mais il est encore positif. Au regard des simulations effectuées, il se rapprochera de zéro pour une durée suffisamment longue.

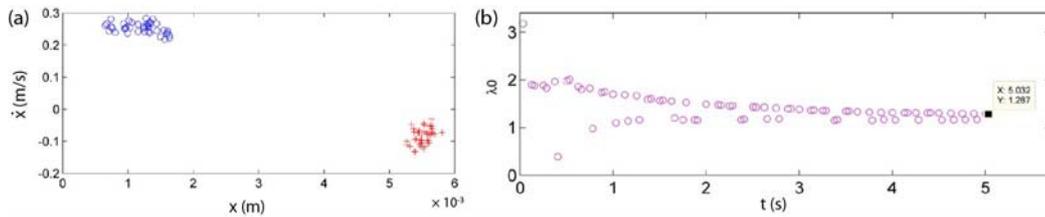


Figure 64 — Analyse expérimentale du régime périodique (IV) avec  $b = 0,009$  m : (a) section de Poincaré avec  $|x-y| = b$ , (b) évolution du maximum de l'exposant de Lyapunov.

La partie suivante présente une approche basée sur le traitement des mesures expérimentales, permettant notamment une reconstruction des mesures et une estimation du coefficient de restitution.

### III.4.2 Traitement des mesures expérimentales

Les campagnes expérimentales réalisées sur le NES à vibro-impact, m'ont permis d'identifier une piste de recherche axée sur le traitement des mesures. En effet, l'instrumentation par mesure ponctuelle permet d'obtenir uniquement le déplacement et l'accélération du système principal, et bien souvent le déplacement de la bille est difficile à mesurer. De plus, il existe des écarts entre les résultats expérimentaux et les simulations numériques [WEI 17] [LI 17B]. Cet aspect est également présent dans les recherches antérieures avec des validations expérimentales [BAP 85]. Cela peut s'expliquer par une inclinaison du montage, par le frottement entre le système principal et la bille, ou encore par la mesure inexacte du coefficient de restitution. Notre contribution vise à proposer une méthode pour reconstruire le mouvement de la bille dans un système à vibro-impact et explorer une approche simple pour estimer des paramètres à partir de résultats expérimentaux, notamment le coefficient de restitution.

La procédure de reconstruction du mouvement de la bille est présentée et illustrée sur un mouvement périodique de type (IV) avec  $b = 9$  mm :

- Les impacts sont détectés par un pic sur le signal d'accélération de l'oscillateur principal (figure 65 (a)).
- L'application de premier retour permet de retrouver le type de régime vibratoire associé (figure 65 (b)).
- Le déplacement de l'oscillateur principal est décalé en positif et négatif de la valeur de  $b$ , un point d'impact ( $A_0$ ) est décalé du côté positif ( $A_1$ ) et du côté négatif ( $A_2$ ). Le type de régime permet de connecter les points entre eux, le déplacement de la bille est reconstruit en négligeant le frottement (figure 65 (c)).

La procédure a été validée sur différents régimes vibratoires [LI 19]. Une piste d'évolution vise à analyser les bifurcations en utilisant la mesure de champs par corrélation d'images numériques [SUT 09] [CHA 21].

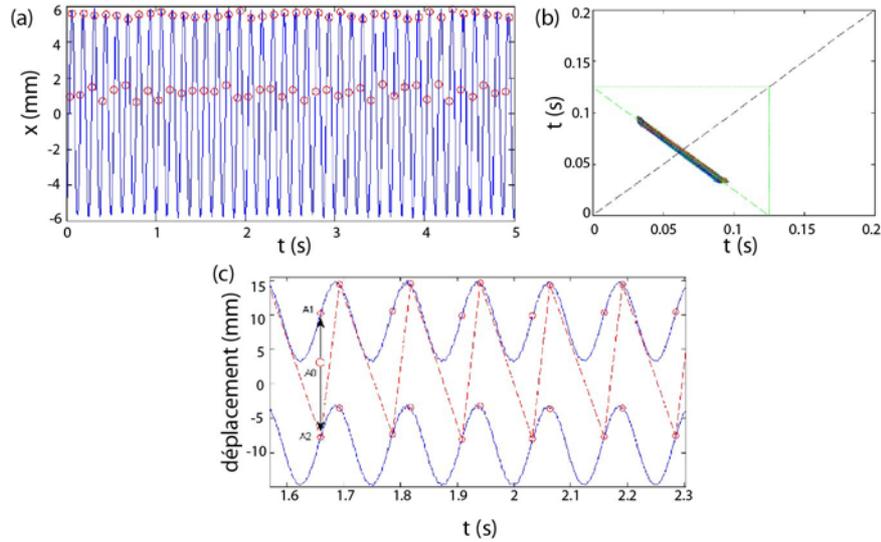


Figure 65 — Reconstruction du déplacement pour le régime périodique (IV) avec  $b = 9$  mm : (a) déplacement de l'oscillateur linéaire mesuré, les impacts sont marqués par les cercles rouges, (b) application de premier retour de Poincaré entre les temps d'impact, (c) déplacement de la bille du NES reconstruit en pointillé rouge.

À partir du déplacement ou de l'accélération, nous obtenons la vitesse de l'oscillateur principal. La vitesse de la bille est calculée à partir de la durée pour parcourir la longueur de la cavité. Le frottement dynamique entre la bille et le système principal est introduit par une force opposée au mouvement, la vitesse associée est alors corrigée (figure 66).

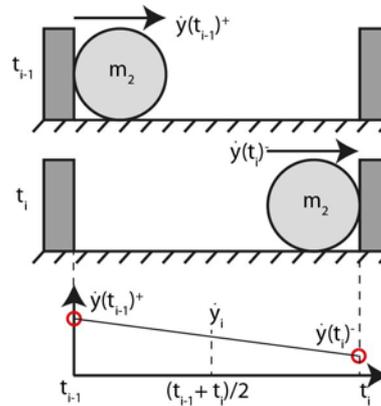


Figure 66 — Frottement dynamique, correction de la vitesse avant et après impact.

Ensuite, le coefficient de restitution est calculé à chaque impact  $i$ , avec la formule suivante :

$$R_i = -\frac{\dot{y}(t_i)^+ - \dot{x}(t_i)^+}{\dot{y}(t_i)^- - \dot{x}(t_i)^-} \quad (4)$$

avec  $\dot{y}(t_i)^-$ ,  $\dot{y}(t_i)^+$ ,  $\dot{x}(t_i)^-$  et  $\dot{x}(t_i)^+$  respectivement les vitesses de la bille et de l'oscillateur principal avant et après impact. Une étude paramétrique a permis de mettre en avant l'effet du frottement dynamique. Dans notre cas, et compte tenu des faibles longueurs de cavité et des grandes vitesses de déplacement, la variation de vitesse induite par le frottement est négligeable.

Le dispositif expérimental possède un système permettant d'ajuster finement la longueur de la cavité, ainsi la surface de contact de gauche est mobile pour le réglage, puis elle est fixée avec une vis de longueur variable (figure 50, page 57). Le couple de serrage de la vis est un paramètre important, car sous l'effet des chocs répétés la vis peut se desserrer. Le coefficient de restitution est alors différent entre les deux côtés de l'absorbeur (figure 67). De même, la longueur de la cavité a une influence sur les coefficients de restitution, certainement liée aux variations des vitesses d'impact. Les réponses sont encore peu claires, mais les pistes d'études viseront à mieux appréhender les phénomènes mis en jeu, en travaillant la partie expérimentale et la modélisation associée.

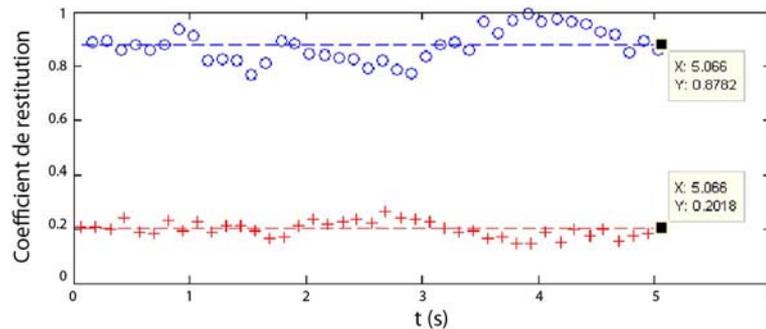


Figure 67 — Coefficient de restitution estimé pour le régime périodique (IV) avec  $b = 9$  mm, cercle bleu pour le côté droit, croix rouge pour le côté gauche, et trait pointillé pour la moyenne quadratique.

Pour conclure, ces travaux ont permis d'analyser finement le comportement du NES à vibro-impact. Nous avons développé une méthode analytique permettant de calculer l'exposant de Lyapunov pour le NES à vibro-impact. Des simulations numériques ont permis d'étudier le chaos pour les différents régimes observés. Le mécanisme d'apparition du chaos est lié à l'irrégularité et à la désynchronisation des impacts. Une méthode permettant d'identifier l'exposant de Lyapunov à partir de mesures expérimentales a été présentée. Les essais ont montré que le coefficient de restitution n'est pas forcément constant. Nous avons donc développé une méthode, basée sur les mesures expérimentales, pour reconstruire le mouvement de la bille pour un système à vibro-impact et ainsi estimer simplement le coefficient de restitution. Le frottement entre le système principal et la bille est négligeable dans notre étude. C'est plus le dispositif expérimental qui induit une dissymétrie dans les coefficients de restitution. Le NES à vibro-impact a été largement étudié sur des systèmes résonants. Dans la partie suivante, nous allons étudier une application à un système instable à retard, typique des vibrations d'usinage.

### III.5 Application à un système instable

Ces travaux ont été réalisés dans le cadre de la thèse de doctorat d'Étienne GOURC, publiés dans les articles suivants [GOU 13A] [GOU 15A]. L'objectif est d'étudier les potentialités des absorbeurs de type NES pour atténuer les vibrations sur un système instable à retard, dans le domaine de l'usinage par enlèvement de matière.

L'idée d'utiliser un absorbeur passif de type NES pour contrôler le broutement en usinage m'est très vite apparue comme une piste de recherche à explorer. Ainsi, dès 2012, juste après les

premiers essais expérimentaux sur le NES à non-linéarité cubique, j'ai lancé une étude afin de tester les potentialités de cet absorbeur sur un système instable. Nous avons réalisé des simulations numériques, qui ont montré la possibilité de supprimer complètement le broutement en tournage, avec un NES à non-linéarité cubique [GOU 13A]. Ces résultats très encourageants ont motivé mon choix vers cette piste de recherche. Cependant, l'encombrement et la complexité de mise en oeuvre du NES à non-linéarité cubique (II.5, page 46), ne sont pas compatibles avec l'environnement d'un centre d'usinage (copeaux, fluide de coupe). Le développement du NES à vibro-impact a permis de lever ce verrou, voici les travaux associés.

Nous avons étudié le procédé de tournage, dont les vibrations régénératives, liées à l'enlèvement de matière, conduisent à une modélisation par une équation différentielle à coefficients constants et terme retard. Lorsque la profondeur de passe est supérieure à une valeur limite, la réponse croît de manière exponentielle et le système est instable. La fréquence de broutement est caractérisée par une bifurcation de Hopf [NAY 11]. Le système considéré est composé d'une pièce usinée, et d'un outil coupant sur lequel est embarqué un NES à vibro-impact (figure 68).

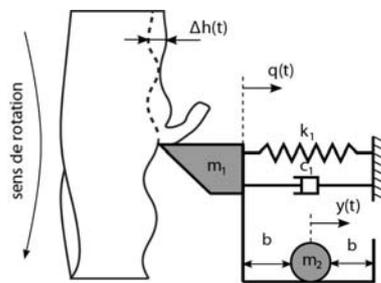


Figure 68 — Modélisation du tournage avec un NES à vibro-impact.

L'effort de coupe tient compte de l'effet régénératif, nous avons utilisé une loi de coupe non linéaire polynomiale de degré 3, bien plus précise pour modéliser l'enlèvement de matière [SHI 84]. Les coefficients spécifiques de coupes sont tirés de la bibliographie [DOM 11]. Les équations du mouvement sont obtenues entre les impacts successifs, et après avoir annulé la partie statique. Comme dans la partie III.2.1, page 49, les impacts sur les parois sont modélisés en utilisant la théorie du choc simplifié (pas de changement de position et discontinuité des vitesses), couplé à la condition de conservation de la quantité de mouvement lors de l'impact. Les équations du mouvement sont adimensionnées, avec notamment le ratio des masses  $\varepsilon^2 = m_2/m_1$ . Le ratio des masses étant faible, le système est ensuite étudié à l'aide de la méthode des échelles multiples. La procédure de traitement analytique est tirée de l'article suivant [NAY 11], en voici les principales étapes :

- Les termes non bornés, appelés terme séculaire, du mot latin *saeculum* qui signifie siècle, correspondent à un mouvement observé sur une durée longue par rapport à la période. Ils apparaissent pour la première fois à l'ordre  $O(\varepsilon^3)$ . Un paramètre de désaccordage représentant le voisinage de  $\Psi$  à  $\Psi_c$  est introduit. Le terme de retard est considéré d'ordre  $O(\varepsilon^1)$ .
- La solution oscillatoire est obtenue en développant la variable temporelle en fonction des trois échelles de temps considérées ici :  $O(\varepsilon)$ ,  $O(\varepsilon^2)$  et  $O(\varepsilon^3)$ . Aux échelles  $O(\varepsilon^2)$  et  $O(\varepsilon^3)$  seules les équations gouvernant l'évolution de l'outil sont utilisées.
- Les équations à l'ordre  $O(\varepsilon)$  sont analysées. Les solutions avec deux impacts symétriques par période d'oscillation du système principal sont recherchées (III.2.1, page 49). Après

analyse, nous obtenons l'expression analytique de la variété invariante à l'échelle de temps  $T1$ . Elle admet un minimum  $(C_{\min}, a_{\min})$ , calculé en annulant la dérivée par rapport à  $C$ . Cet extremum est important pour le dimensionnement, car il représente l'amplitude minimale de l'outil permettant au NES à vibro-impact de vibrer avec un régime de deux impacts symétriques par cycle. La stabilité de la variété invariante n'est pas triviale, du fait des discontinuités dans les vitesses, elle nécessite d'analyser la section de Poincaré du système perturbé [YUE 08] [LEN 00].

— Les équations à l'ordre  $O(\varepsilon^2)$  et  $O(\varepsilon^3)$  sont ensuite analysées. La condition sur l'annulation des termes séculaire permet d'obtenir, après développement, la variété invariante du problème à l'échelle de temps  $T3$  lorsque  $T2$  tend vers l'infini. Les points fixes sont obtenus graphiquement, situés à l'intersection entre la variété invariante à l'échelle de temps  $T1$  et celle à l'échelle de temps  $T3$  [Gen 10].

En complément de l'étude analytique, des simulations numériques ont permis de retrouver différents scénarios de contrôle passif de l'instabilité de broutement. Par exemple, pour  $\sigma = 1$ , un point fixe instable est situé sur la branche instable de gauche, et un autre point fixe instable est localisé sur la partie instable de droite (figure 69(a)). Lorsque l'amplitude des oscillations du

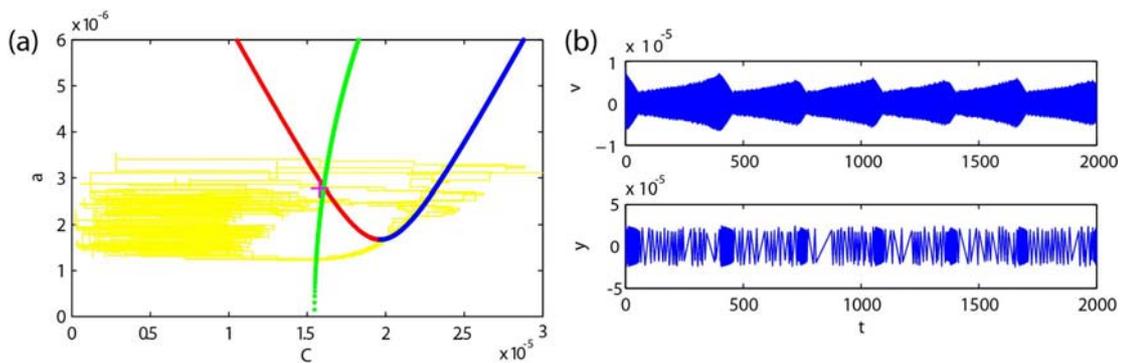


Figure 69 — Réponse fortement modulée pour  $\sigma = 1$ ,  $\Psi = 0,12$  et  $b = 0,00002$  : (a) variété invariante à l'échelle  $T1$ , branche stable en bleu et instable en rouge, à l'échelle  $T3$  en vert et projection du déplacement numérique  $v$  en jaune, (b)  $v$  déplacement de l'outil et  $y$  déplacement du NES à vibro-impact.

système principal augmente suffisamment, le flux lent est attiré sur la branche stable de la variété invariante. Une fois sur celle-ci, le NES à vibro-impact se synchronise avec le système principal, l'énergie dans le système est dissipée par les impacts successifs et l'amplitude des oscillations décroît jusqu'à atteindre le point singulier  $a_{\min}$ . Les cycles de relaxation sont clairement retrouvés par la simulation numérique et l'instabilité de broutement est contrôlée (figure 69(b)).

Lorsque la valeur de  $\sigma$  augmente, le point fixe instable situé sur la partie droite de la variété invariante  $T1$  descend le long de celle-ci. Si, lors des cycles de relaxation, le flux lent saute sur la branche stable de la variété invariante et que le point d'arrivée du saut est situé au-dessus du point fixe instable, alors le flux lent est repoussé vers les hautes amplitudes et le système n'est plus contrôlé. La variété invariante pour  $\sigma = 4,6$  et l'intégration numérique associée illustrent la limite du contrôle passif de l'instabilité de broutement (figure 70). Ainsi, après deux cycles de relaxation, le flux lent retourne sur la branche stable par le point selle, puis l'amplitude des oscillations augmente rapidement. De plus, lorsque l'amplitude des oscillations croît suffisam-

ment, pour  $t > 400$ , le mouvement devient asymétrique, conformément à l'analyse de la variété invariante (figure 70(b)).

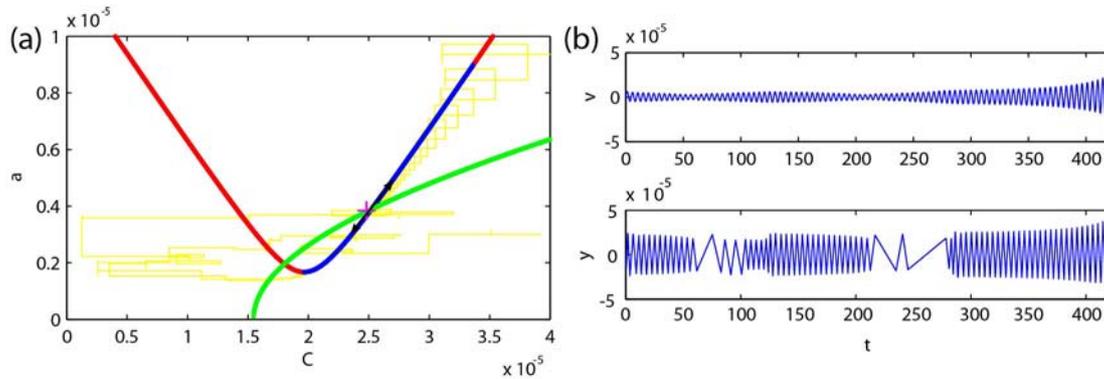


Figure 70 — Réponse non contrôlée pour  $\sigma = 4,6$ ,  $\Psi = 0,12$  et  $b = 0,00002$  : (a) variété invariante à l'échelle et projection du déplacement numérique  $v$  en jaune, (b)  $v$  déplacement de l'outil et  $y$  déplacement du NES à vibro-impact.

Des essais expérimentaux ont été réalisés afin de vérifier la pertinence de l'étude théorique. Nous avons développé un montage spécifique composé d'une barre à aléser, sur laquelle nous avons fixé le NES à vibro-impact. Le montage est fixé dans un tour à commande numérique (figure 71). Les opérations d'usinage consistent en des passes de chariotage avec des paramètres de coupe différents (vitesse de rotation et profondeur de passe).

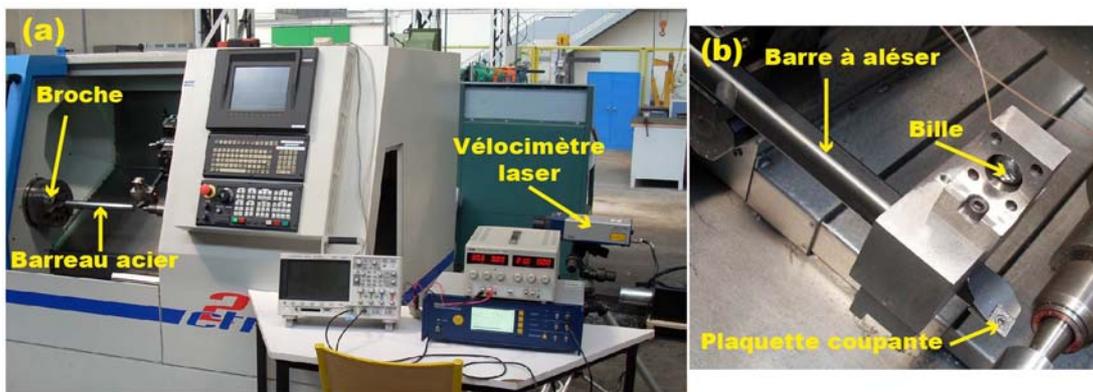


Figure 71 — Montage expérimental en tournage : (a) vue globale, (b) détail du NES à vibro-impact ( $\epsilon = 3\%$ )

Des essais ont été réalisés sans la bille du NES à vibro-impact afin de retrouver le comportement du dispositif (figure 72). Les essais ont été analysés afin de détecter la stabilité asymptotique, avec trois approches complémentaires :

- Rééchantillonner le signal mesuré à la fréquence de rotation de la pièce : un usinage stable fait apparaître une ligne, un usinage instable des points en désordre [MAN 03].
- Tracer la pseudo section de Poincaré avec le signal mesuré : un usinage stable possède un attracteur de type point, un usinage instable présente un attracteur de type cercle [NAY 95B].

— Tracer le spectre fréquentiel afin de détecter la fréquence de broutement associé à un usinage instable.

Classiquement, les lobes de stabilité ont été retrouvés expérimentalement. L'analyse d'un essai instable a permis d'obtenir les caractéristiques suivantes : une fréquence de broutement à 99,4 Hz avec des amplitudes oscillatoires de 0,15 mm.

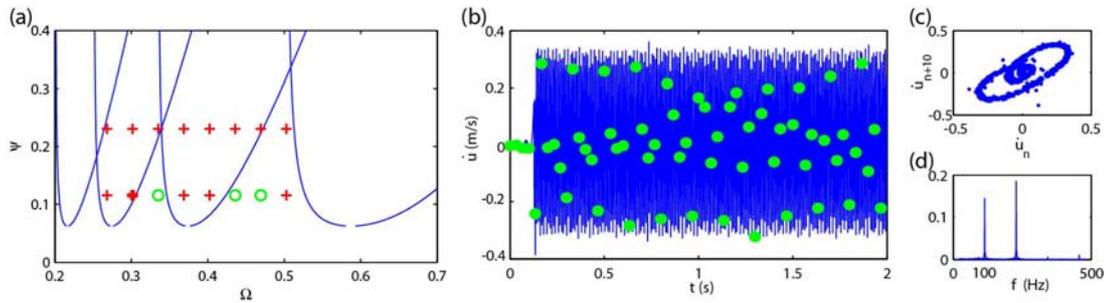


Figure 72 — Analyse expérimentale du montage sans NES à vibro-impact : (a) lobes de stabilité théorique en bleu, essais stables en vert et instables en rouge, (b) temporel pour un essai instable ( $\Psi = 0,12$   $\Omega = 0,307$  soit  $A_p = 0,1\text{mm}$  et  $N = 1800$  tr/min) avec le signal échantillonné à la fréquence de rotation en point vert, (c) pseudo section de Poincaré, (d) spectre fréquentiel.

Le dimensionnement du NES à vibro-impact a été réalisé en calculant la longueur optimale de la cavité en suivant la démarche de conception présentée en partie III.2.3, page 53. Afin de vérifier si le seuil d'activation réel est conforme à celui prédit, le NES à vibro-impact a été embarqué sur un pot vibrant. La correspondance entre la variété invariante théorique et celle obtenue expérimentalement est satisfaisante et valide la démarche. Le seuil de déclenchement observé expérimentalement est légèrement supérieur à celui prédit théoriquement. Cela est certainement lié à l'approche simplifiée, utilisée pour le dimensionnement, notamment au niveau de la complexité du comportement de la bille. Ces essais ont aussi permis d'identifier le coefficient de restitution du choc en utilisant la procédure développée en partie III.4.2, page 69.

L'absorbeur a ensuite été utilisé sur un usinage instable en tournage (figure 73). La présence du NES à vibro-impact change drastiquement le comportement de l'usinage. L'essai sans le NES à vibro-impact engendre des vibrations d'amplitude constante et élevée, avec le NES à vibro-impact l'amplitude des vibrations est réduite de 50 % et l'état de surface est amélioré. Un comportement identique a été observé pour différents couples de vitesse de rotation et profondeur de passe.

Pour conclure, ces travaux ont permis d'étudier les potentialités du NES à vibro-impact pour atténuer les vibrations sur un système instable à retard, dans le domaine de l'usinage par enlèvement de matière. Nous avons modélisé finement le procédé de tournage en utilisant notamment une loi de coupe non linéaire. Le système retardé à coefficients constants a été analysé à l'aide de la méthode des échelles multiples afin d'obtenir la variété invariante pour les régimes de réponse avec deux impacts symétriques. Différents scénarios de contrôle passif sont révélés en étudiant la localisation des points fixes sur la variété invariante. Un dispositif expérimental original a été développé. Les lobes de stabilité du système sans l'absorbeur sont retrouvés. La présence du NES à vibro-impact diminue l'amplitude des vibrations et des régimes semblables

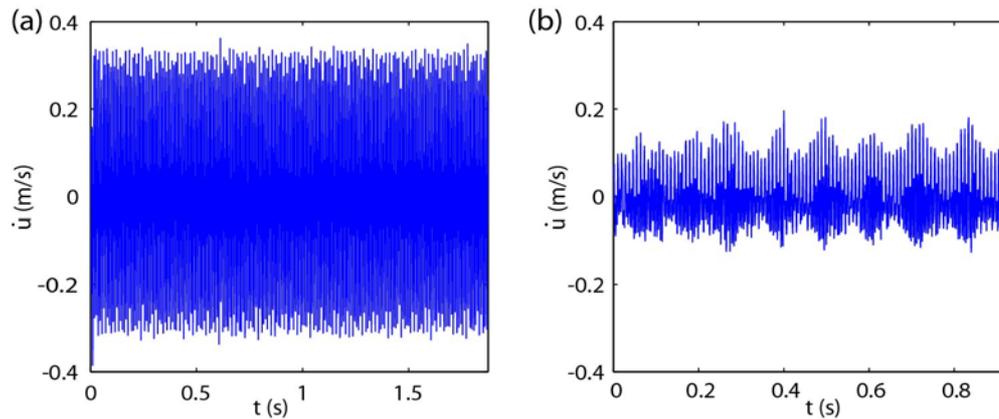


Figure 73 — Réduction des vibrations sur un essai instable  $\Psi = 0,12$  et  $\Omega = 0,307$  soit  $A_p = 0,1$  mm et  $N = 1800$  tr/min : (a) sans le NES à vibro-impact, (b) avec le NES à vibro-impact  $b = 0,32$  mm et  $R = 0,6$ .

aux cycles de relaxations sont observés. Une instrumentation plus fine du NES à vibro-impact permettrait de le confirmer. Finalement, l'emploi d'un NES à vibro-impact pour contrôler l'instabilité de broutement en usinage est une solution très prometteuse qu'il convient d'étudier plus profondément, cela constitue une partie importante de mon projet de recherche, développé dans le chapitre suivant.

### III.6 Bilan

Dans ce chapitre, j'ai présenté ma démarche et les contributions sur l'étude du NES à vibro-impact. À travers les thèses co-encadrées et les collaborations nationales, nous avons modélisé le NES à vibro-impact afin d'en comprendre le fonctionnement et proposer une démarche de dimensionnement. La robustesse a été étudiée avec le couplage de plusieurs absorbeurs en parallèle. L'analyse avancée du comportement a permis de desceller le chaos, préjudiciable pour le contrôle passif. Le NES à vibro-impact permet de contrôler, avec succès, un système instable. Les nombreux essais expérimentaux ont contribué à la qualité des résultats et à soulever de nouvelles pistes...

L'objet du chapitre suivant est de présenter mon projet de recherche avec les pistes de travail pour les années à venir.

# Chapitre IV

---

## Projet de recherche

---

AU TRAVERS de chaque chapitre, j'ai évoqué quelques travaux en cours et des pistes de recherche partielles. L'objet de ce chapitre est de détailler mon projet de recherche pour les années à venir. Après avoir rappelé le contexte de mes recherches, je présenterai l'ensemble des actions que je souhaite entreprendre. Les différents aspects envisagés sont scientifiques et collaboratifs.

### IV.1 Introduction

Depuis mon recrutement à l'Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse associé à l'Institut Clément Ader UMR CNRS 5312, je travaille essentiellement sur la dynamique non linéaire des structures pour la réduction des vibrations. J'ai essayé d'œuvrer pour accroître les connaissances scientifiques dans ce domaine. J'ai fait le choix méthodologique d'étudier conjointement les approches analytiques, numériques et expérimentales (figure 74). Cette méthodologie vertueuse nourrit et enrichit énormément la qualité des travaux obtenus, car elle permet la compréhension fine des phénomènes physiques ainsi que la sélection d'ingrédients théoriques adaptés.

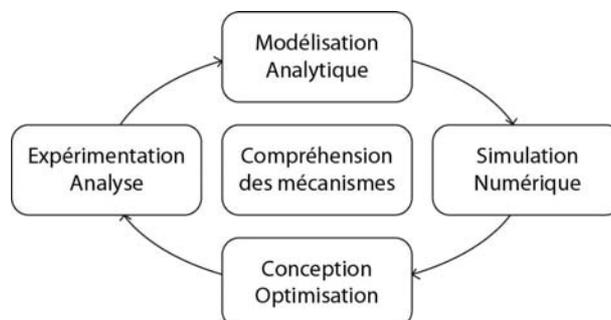


Figure 74 — Méthodologie de recherche.

J'ai été moteur dans la recherche et l'obtention des thèses encadrées, en privilégiant des financements académiques au niveau national avec le contrat doctoral et au niveau international avec les

allocations de doctorat du *China Scholarship Council*. Ce fonctionnement m'a permis d'acquérir des compétences en réalisant une recherche exploratoire, en amont, avec un niveau de maturité technologique faible (TRL 1). Je bénéficie ainsi d'une grande latitude dans les recherches réalisées.

Actuellement, mes travaux de recherches sont axés sur :

- Les vibrations d'usinage.
- Les absorbeurs non linéaires de vibrations.
- Les domaines applicatifs associés.

Mon projet de recherche s'inscrit logiquement dans la continuité thématique et méthodologique des travaux présentés. Les développements évoqués sont de court et moyen terme. Ils sont bien entendu soumis aux opportunités de collaborations scientifiques ainsi qu'aux possibilités de financement.

## IV.2 Vibrations d'usinage

La première partie de mon projet de recherche vise à améliorer la compréhension des phénomènes vibratoires intervenant lors du procédé d'usinage par enlèvement de matière. L'analyse de mes travaux de recherche, entrepris depuis plus de 15 ans, me laisse envisager trois axes de travail pour les années à venir :

- Le premier axe vise à caractériser la nouvelle instabilité détectée lors du tournage interrompu.
- Le deuxième axe vise l'étude approfondie du broutement non régénératif, aussi qualifié de broutement primaire.
- Le troisième axe portera sur la caractérisation et la simulation des phénomènes vibratoires lors de l'usinage de structure souple.

### IV.2.1 Tournage interrompu

Nous avons étudié le procédé de tournage interrompu dans un contexte industriel. Le modèle de stabilité développé intègre la coupe interrompue, l'orientation angulaire des secteurs usinés, et les défauts géométriques avec le faux rond (valeur et orientation). Une étude préliminaire a permis d'étendre l'étude à l'usinage grande vitesse, c'est-à-dire dans la zone du premier lobe, soit pour une fréquence d'excitation proche de la fréquence propre de la pièce.

Par simulation, nous avons détecté une nouvelle instabilité liée à la présence du faux rond. Cette instabilité n'avait jamais été présentée dans la bibliographie. Elle semble être similaire au flip lobe, bien connu en fraisage interrompu. L'objectif est de poursuivre ces travaux et de caractériser cette instabilité. Les travaux utiliseront la simulation numérique pour retrouver cette instabilité et ainsi valider les résultats théoriques. Ensuite, les travaux viseront à étudier expérimentalement cette instabilité en réalisant des mesures pour caractériser le comportement vibratoire de la pièce. En fraisage, le flip lobe génère un régime vibratoire particulier, caractérisé

par la coupe d'une dent sur deux, je suis curieux de voir sa manifestation en tournage interrompu.

## **IV.2.2 Broutement primaire**

Les études sur les vibrations d'usinage ont trop souvent négligé le broutement primaire (non régénératif) au profil du broutement régénératif facilement modélisé par une équation différentielle retardée. Le broutement primaire est, quant à lui, décomposé en deux phénomènes bien distincts : la friction et le couplage de mode.

### **IV.2.2.1 Broutement par friction**

Lors de l'étude de la stabilité du fraisage de surfaces inclinées, nous avons développé une approche de modélisation de type semi-analytique couplée à une étude expérimentale. Nous avons mis en évidence un broutement transitoire à basse fréquence, lors de l'usinage à la fraise boule. Ce phénomène très intéressant a fait l'objet d'une large campagne expérimentale, avec plus de deux cents essais en faisant varier les valeurs d'angle d'inclinaison, de profondeur de coupe et de vitesse de rotation de broche [SHT 18]. Le mode d'usinage influence aussi beaucoup ce phénomène bien plus présent en opposition qu'en avalant. La présence de ce broutement basse fréquence s'explique par le phénomène de friction, intrinsèque à la coupe. En effet, la formation du copeau et le cisaillement associé induisent un frottement, non linéaire, entre la face de coupe de l'outil et la pièce. En s'appuyant sur les résultats expérimentaux, les futurs travaux viseront à développer un modèle dynamique du broutement par friction et notamment la modélisation fine du frottement. L'idée est aussi de prendre en compte les forces agissant sur la face de dépouille en plus des forces agissant sur la face de coupe, afin d'en quantifier les effets sur la réponse dynamique du processus.

### **IV.2.2.2 Broutement par couplage de mode**

Les nombreux échanges avec Lionel ARNAUD de l'ENI de Tarbes, ont permis de faire remonter qu'en pratique le broutement par couplage de mode apparaît parfois en premier, notamment lors du tournage de pièce de grande dimension. Cependant, le broutement par couplage de mode est très peu étudié avec une bibliographie limitée à quelques références [TLU 54] [TLU 63]. Au travers d'une première étude, nous avons développé un critère analytique de stabilité pour le broutement par couplage de mode en tournage [SEG 14]. Les travaux futurs viseront à reformuler les hypothèses et généraliser les résultats aux autres procédés. Dans le cadre de l'unité de formation à la recherche, j'ai proposé un sujet aux étudiants de Bac+4 INSA. Les résultats sont prometteurs et vont être poursuivis sur l'année universitaire 2021-2022.

## **IV.2.3 Parois minces**

L'usinage à grande vitesse de pièce souple à parois minces révèle des phénomènes vibratoires riches. Ainsi, la simulation réaliste est rendue plus complexe et elle est non aboutie. L'enlèvement de matière est un processus complexe, où se mêle un outil se déplaçant dans un matériau à une vitesse donnée. Il génère au sein de la matière des contraintes thermomécaniques. Ce

phénomène complexe engendre des efforts, des températures, des déplacements et des déformations locales.

Classiquement, le phénomène est simplifié avec une loi de coupe linéaire considérant une proportionnalité directe entre la section du copeau et les efforts de coupe, tout en négligeant l'interaction entre la force et la déformation de la pièce. Quelques modèles récents tentent de prendre en compte tous ces aspects en utilisant massivement la simulation numérique [KIR 19]. De plus, l'atténuation des vibrations est certainement provoquée par le talonnage entre la face de dépouille de l'outil et la pièce. Nous avons fait le choix de modéliser simplement ce phénomène en agissant sur l'amortissement de la structure. Avec le recul, cet aspect doit directement être intégré dans la loi de coupe. Les travaux viseront donc à développer une approche analytique ou semi-analytique permettant d'intégrer ces différents aspects, couplée à une méthode expérimentale pour l'identification des coefficients de coupe. À mon sens le couplage mesure-simulation constitue une approche pertinente pour traiter cette thématique complexe.

## IV.3 Nonlinear Energy Sink

La deuxième partie de mon projet de recherche vise à améliorer la compréhension de la dynamique des absorbeurs passifs de type *Nonlinear Energy Sink*. Pour cela, j'envisage les pistes suivantes :

- L'étude approfondie du NES bistable.
- L'étude ciblée du NES à vibro-impact (modèle d'impact, inclinaison du montage).
- Le développement de nouveaux concepts de NES.
- Le développement d'une démarche de conception optimale robuste.

### IV.3.1 NES bistable

Les différentes expérimentations, sur le NES cubique, menées au cours de la thèse de Donghai QIU ont permis de retrouver, presque par hasard, un comportement bistable pour le NES. Sa fin de thèse nous a permis d'explorer le potentiel du NES bistable. Nous avons obtenu des résultats très intéressants et prometteurs, mais de nombreuses questions sont restées sans réponse :

- Les mécanismes d'activation de l'absorbeur sont encore peu clairs et notamment les niveaux d'excitation permettant d'obtenir une efficacité maximale.
- La modélisation doit aussi être enrichie en intégrant l'effet des sous-harmoniques, afin de corriger la géométrie de la variété invariante, au regard des simulations numériques.
- Les comportements chaotiques du NES bistable doivent aussi être étudiés plus précisément. Les travaux viseront à calculer l'exposant de Lyapunov et caractériser les différents régimes vibratoires du NES bistable.
- La conception doit être améliorée. Les paramètres de conception des ressorts sont obtenus principalement par optimisation. Les travaux futurs s'attacheront à développer une stratégie de calcul analytique. Le mécanisme de raideur négative avec des ressorts linéaires

prend beaucoup de place. Des solutions plus compactes sont à l'étude, notamment en utilisant des composants magnétiques.

— La connaissance expérimentale sur le NES bistable est faible, car nous avons finalement réalisé peu d'essais. Les futurs travaux viseront à étudier l'influence de la précharge sur le comportement du NES bistable.

Ces pistes sont en cours d'exploration dans le cadre de la thèse de doctorat de Zhenhang WU. Actuellement, nous travaillons sur l'optimisation du NES bistable pour déterminer les zones d'efficacité maximale sous excitation harmonique. L'étude des régimes de réponse nous a permis de sélectionner le point optimal, situé avant le régime de réponse fortement modulée. Les premiers résultats publiés indiquent une corrélation entre le niveau d'efficacité maximal et le taux d'amortissement [WU 22]. L'analyse qualitative des régimes de réponse du NES bistable est en cours. Nous menons également une campagne expérimentale. Les résultats de ces travaux offriront des informations fondamentales en vue de la conception optimale robuste du NES bistable (IV.3.4, page 82).

### IV.3.2 NES à vibro-impact

Les travaux sur le NES à vibro-impact ont fait l'objet de pratiquement deux thèses, avec de nombreuses contributions portant sur la compréhension des mécanismes d'activation, le dimensionnement, le couplage de plusieurs absorbeurs en parallèle, l'étude des régimes chaotiques et la détermination du coefficient de restitution. De mon point de vue, les expérimentations ont fait ressortir deux points à approfondir :

- La modélisation de l'impact.
- L'étude de l'influence de l'inclinaison du montage.

Dans nos travaux, le NES à vibro-impact est monté sur un oscillateur linéaire massif de type masse-ressort. Dans ce cas, les impacts provoquent une dissipation immédiate sous la forme d'un choc au niveau de la zone de contact. La théorie du choc simplifié est bien adaptée à ce contexte. Le coefficient de restitution est alors déterminé expérimentalement. Cette approche atteint ses limites lorsque l'on considère une structure réelle plus flexible, avec une infinité de modes de vibrations [THE 19]. Dans ce cas, les impacts transfèrent l'énergie du mode résonnant vers les modes haute fréquence, où l'énergie est dissipée à des échelles de temps plus rapides. Cette forme de transfert d'énergie explique l'efficacité du NES à vibro-impact pour atténuer les vibrations des structures flexibles. Je souhaite développer une approche de conception du NES à vibro-impact adapté aux structures flexibles. L'idée est d'avoir une approche de modélisation résolvant correctement la mécanique du contact. J'envisage une description du contact basée sur la théorie du contact de Hertz [JOH 89]. Les hypothèses sont compatibles avec le problème étudié : une surface de contact petite par rapport aux dimensions des pièces et un comportement linéaire élastique du matériau dans la zone de contact. Un comportement inélastique n'est pas souhaité, car il est associé à un endommagement et à une usure de la zone de contact.

Une autre piste vise à étudier l'inclinaison du montage. Les essais expérimentaux ont mis en évidence le fait que le montage n'est pas parfaitement horizontal, ainsi la bille se localise sur un côté plutôt qu'au centre du NES à vibro-impact. Les futurs travaux s'attacheront à utiliser une instrumentation basée sur la mesure de champs par corrélation d'images numériques, afin

d’observer et caractériser le phénomène. Ensuite, la modélisation sera adaptée afin de prendre en compte cet aspect, et ainsi réduire les écarts entre la théorie et l’expérience. Enfin, en comprenant bien l’influence de l’inclinaison, cela peut devenir un paramètre de conception.

### IV.3.3 Nouveaux concepts de NES

Depuis vingt ans, les NES ont motivé de nombreuses études en raison de leur capacité à réaliser, sous certaines conditions, un transfert irréversible d’énergie. L’utilisation de non-linéarité est essentielle pour absorber efficacement et passivement les vibrations des systèmes, mais elle complique la dynamique du système. La suite de mon projet vise à proposer des pistes de recherche avec un horizon à moyen terme, dans le but de concevoir et fabriquer de nouveau concept de NES.

- Une première piste vise à combiner plusieurs types de non-linéarité afin d’augmenter la plage d’utilisation du NES. L’idée est de rajouter une non-linéarité de type impact sur un NES à raideur cubique et sur un NES bistable.
- Une deuxième piste vise à concevoir et réaliser des NES multidirectionnels, permettant de réduire les vibrations dans plusieurs directions. Les études viseront à analyser la dynamique complexe et intégrer de nouveaux matériaux pour obtenir la non-linéarité et l’amortissement souhaités.
- Une troisième piste vise à étudier l’utilisation de non-linéarité au-delà du terme cubique afin d’améliorer la réduction des vibrations, augmenter la performance et ainsi réduire la masse additionnelle du NES.

### IV.3.4 Conception optimale robuste

Dans mes travaux sur les NES, j’ai utilisé des approches déterministes, notamment dans la phase de dimensionnement. Cependant, les études expérimentales nous ont montré qu’il existe de nombreuses sources d’incertitudes telles que les tolérances de fabrication, les propriétés des matériaux, le réglage et l’assemblage des composants du NES. Ces incertitudes affectent les performances, la robustesse et la fiabilité des absorbeurs passifs. Une des manières de limiter leurs effets est de concevoir sous incertitudes, en les prenant en compte en amont, dès la phase de conception. Les approches probabilistes ont ainsi un réel intérêt, car elles peuvent aboutir à de nouvelles configurations pour le NES, garantissant une conception robuste et fiable.

L’objectif est de formuler le problème dans un cadre d’optimisation sous incertitude, permettant d’aller vers l’optimisation robuste orientée fiabilité (*reliability based robust design optimization*). Voici trois pistes dans lesquelles, je souhaite m’investir à moyen terme :

- L’optimisation sous incertitudes des NES sur la base de leur modélisation dynamique.
- L’intégration des incertitudes liées au chargement et aux excitations externes à la structure principale et l’optimisation sous incertitude du système global.
- Coupler l’optimisation déterministe et probabiliste des NES à travers des variables de contrôles mixtes en nombres entiers (*mixed-integer control variables*).

Ces travaux seront réalisés en collaboration avec les experts de la conception optimale sous incertitudes, présent à l'Institut Clément Ader au sein du groupe Modélisation des Systèmes et Microsystèmes Mécaniques (MS2M).

## IV.4 Domaines d'application

Cette dernière partie de mon projet de recherche vise à présenter des domaines d'application pour les NES. J'ai mené une recherche académique qui m'a permis d'acquérir des compétences et d'accroître les connaissances scientifiques. De mon point de vue, il est maintenant important de travailler sur les applications, pour permettre une utilisation massive des NES. Pour cela, j'envisage trois pistes :

- Les systèmes résonants dans les structures mécaniques.
- Les systèmes instables dans le domaine des vibrations d'usage.
- Les opportunités liées à l'industrie du futur.

### IV.4.1 Systèmes résonants

Une application vise à utiliser le NES à vibro-impact sur une structure continue, représentative des systèmes résonants rencontrés couramment en génie mécanique. Nous avons ainsi mené une première étude exploratoire visant à fixer un NES à vibro-impact sur une poutre encastree-libre [GOU 13B]. La dynamique de la poutre est gouvernée par la théorie des poutres d'Euler-Bernouilli, puis le comportement du système est analysé avec la méthode des échelles multiples. Enfin, les prédictions théoriques sont retrouvées par la simulation numérique. Cette étude préliminaire a ouvert les perspectives suivantes :

- Les impacts sont une non-linéarité non régulière, entraînant un transfert d'énergie rapide et multi-échelle vers les modes de haute fréquence. L'enjeu est d'étudier l'influence de ce transfert d'énergie sur la réduction des vibrations, en s'appuyant sur une modélisation adaptée (IV.3.2, page 81).
- Ensuite, l'objectif est de développer une méthodologie de conception prédictive et robuste, en optimisant l'absorbeur, son nombre et sa position.
- Enfin, les futurs travaux viseront la réalisation pratique du système, associée à une étude expérimentale.

Une autre application vise à travailler sur l'intégration du NES directement dans la structure, lors des phases de conception et surtout de fabrication. L'idée de ces travaux est de prendre en compte les possibilités offertes par la fabrication additive. Les objectifs sont :

- D'étudier l'effet de l'absorbeur sur un oscillateur primaire ayant des non-linéarités.
- D'analyser par simulation numérique l'influence des NES retenus, sur les vibrations de structure représentative du génie civil.
- D'explorer des situations concrètes, à l'aide d'une ou plusieurs maquettes, et de plusieurs absorbeurs, obtenus par fabrication additive polymère ou métallique.

Un projet de thèse entre l'Université d'Abomey Calavi au Bénin, l'ENI de Tarbes et l'ICA à Toulouse a été déposé en avril 2021. J'interviendrai dans le co-encadrement en apportant mes compétences sur le NES et la fabrication, l'ENI de Tarbes sur les aspects vibrations en génie civil et fabrication additive et l'Université d'Abomey Calavi sur les aspects simulation numérique non linéaire.

#### IV.4.2 Systèmes instables

Une autre application, au cœur de mon projet, est l'utilisation du NES pour réduire les vibrations régénératives rencontrées en usinage. Les premiers travaux sur le NES ont montré les potentialités de contrôle passif sur un système instable en tournage [GOU 13A] [GOU 15A]. La présence du NES à vibro-impact diminue l'amplitude des vibrations en tournage et des régimes semblables aux cycles de relaxations ont été observés. À partir de ces travaux, j'envisage les pistes suivantes :

- Poursuivre l'étude expérimentale du tournage avec un NES à vibro-impact. Je souhaite utiliser une instrumentation plus fine du dispositif pour mesurer le déplacement de la bille et de l'outil afin de mieux comprendre les régimes observés.
- Quantifier l'effet de la réduction des vibrations régénératives sur la qualité de la surface usinée en terme d'ondulation et de rugosité. En effet, une réduction des vibrations n'est pas synonyme d'amélioration de la surface usinée.
- Étendre l'utilisation du NES au procédé de fraisage. C'est un vrai défi, car contrairement au tournage où les efforts sont quasi constants, en fraisage les efforts sont fortement variables avec des coefficients périodiques. Un verrou scientifique vise l'analyse théorique d'un NES sur un système à retard et coefficients périodiques.
- Développer un nouveau dispositif expérimental permettant d'étudier le fraisage d'une structure couplée à un NES. Comme pour le tournage l'accent sera mis sur l'instrumentation fine et la corrélation entre les vibrations et l'état de surface.

Pour poursuivre cette piste de recherche, j'ai déposé un sujet de thèse dans le cadre du programme de coopération internationale entre le groupe INSA et le *China Scholarship Council*. Le sujet a reçu un avis favorable du fonctionnaire sécurité défense, le programme de sélection continue avec la diffusion du sujet et la sélection des candidats, la thèse devrait démarrer en octobre 2022.

#### IV.4.3 Industrie du futur

Globalement, je souhaite intégrer mes travaux de recherche dans le contexte de l'industrie du futur, associé aux enjeux écologiques, à la modernisation et digitalisation de l'industrie.

- Je souhaite clairement utiliser les connaissances acquises pour ajouter une dimension environnementale à mon travail de recherche. En absorbant les vibrations, l'énergie est classiquement dissipée sous forme de chaleur. La récupération et le stockage de cette énergie sont des pistes que je vais systématiquement inclure dans mes travaux. Cela se fera à travers le développement d'une collaboration avec les experts toulousains de l'équipe énergie et systèmes embarqués du Laboratoire d'Analyse et d'Architecture des Systèmes (LAAS).

— Je souhaite aussi contribuer à la modernisation et à la digitalisation des moyens de production. Je vais travailler dans le développement de solutions innovantes de contrôle des vibrations en fabrication, directement intégrées par fabrication additive polymère ou métallique. J'envisage aussi une instrumentation fine des moyens de production. Cela se fera en collaboration avec le groupe Surface Usinage Matériaux et Outillages (SUMO) de l'Institut Clément Ader.

## IV.5 Bilan

Ce chapitre a présenté mon projet de recherche pour les années à venir. J'ai détaillé toutes les pistes de travail pertinentes, de mon point de vue. Pour le mener à bien, je vais progressivement développer des projets collaboratifs et encadrer de nouveaux doctorants.

Sur la thématique des vibrations d'usinage, l'idée générale est d'améliorer la compréhension des phénomènes vibratoires intervenant lors du procédé d'usinage par enlèvement de matière. Pour cela, j'envisage de caractériser la nouvelle instabilité détectée lors du tournage interrompu, d'étudier le broutement non régénératif, aussi qualifié de broutement primaire, et enfin de caractériser et simuler les phénomènes vibratoires lors de l'usinage de structure souple.

Sur la thématique des absorbeurs passifs, l'objectif est d'améliorer la compréhension de la dynamique non linéaire des NES. Pour cela, j'envisage d'approfondir l'étude du NES bistable, de cibler quelques travaux sur le NES à vibro-impact (modèle d'impact, inclinaison du montage). À moyen terme, j'envisage de développement de nouveaux concepts de NES avec une démarche de conception optimale robuste.

La dernière partie de mon projet de recherche vise à présenter des domaines d'application pour les NES. J'envisage de travailler sur les systèmes résonants en mécanique et sur les systèmes instables en usinage. Globalement, je souhaite intégrer mes travaux de recherche dans le contexte de l'industrie du futur.



---

# Conclusion

---

**L**ES CONCLUSIONS spécifiques à chaque thématique ont été données dans les chapitres associés. Je vais donc présenter ici un bilan général, puis je donnerai quelques conclusions personnelles.

Dans ce document, j'ai présenté la synthèse de mes travaux entrepris depuis la soutenance de ma thèse en 2008 et mon projet de recherche pour les années suivantes. Mes travaux s'inscrivent dans le domaine de la dynamique des structures, des vibrations et des phénomènes non linéaires. Ils consistent à comprendre les phénomènes physiques en développant des modélisations fines, à coupler des approches analytiques, numériques et expérimentales pour optimiser et concevoir des dispositifs. Avec cette méthodologie, j'ai traité les vibrations dans le domaine de l'usinage et les absorbeurs non linéaires de vibrations.

Mes travaux dans la thématique des vibrations d'usinage s'inscrivent naturellement dans la suite de mes travaux de thèse. J'ai fait le choix de développer plusieurs collaborations nationales et internationales, afin d'approfondir les modélisations et les études expérimentales. Les contributions portent sur quatre points : (1) l'étude réaliste des vibrations sur une pièce souple à parois minces avec une approche de simulation temporelle sophistiquée ; (2) l'étude d'une broche à paliers magnétiques actifs, pour réduire les vibrations ; (3) la stabilité de l'usinage d'une surface inclinée par l'extension de l'approche semi-analytique avec plusieurs géométries d'outils dans le domaine de l'usinage 5 axes ; (4) l'extension de la semi-discrétisation au tournage interrompu.

En parallèle à ces travaux, j'ai développé une thématique axée sur la dynamique non linéaire et plus particulièrement sur l'étude des NES. Ces travaux ont été réalisés dans le cadre de trois thèses de doctorat soutenues et d'une quatrième en cours. Concernant le NES à non-linéarité cubique, les contributions portent sur trois points : (1) l'étude du pompage énergétique sous sollicitation harmonique, dans le but de dimensionner le NES ; (2) le développement de conception spécifique pour produire une non-linéarité cubique ; (3) l'exploration du comportement du NES bistable. Ensuite, le concept de NES a été étendu en utilisant une non-linéarité produite par un impact. Les contributions portent sur quatre points : (1) l'étude fine du NES à vibro-impact ; (2) le couplage d'absorbeurs en parallèle ; (3) l'étude des régimes chaotiques observés et l'identification des coefficients de restitution ; (4) une application originale en usinage sur un système instable.

Finalement, mon projet de recherche s'articule autour de trois thématiques : (1) les phénomènes vibratoires en usinage ; (2) la dynamique non linéaire des NES ; (3) les domaines applicatifs. Ce projet s'appuiera sur des collaborations et l'encadrement de thèse de doctorat.

D'un point de vue personnel et en toute humilité, les travaux effectués ont sans doute permis une reconnaissance par notre communauté scientifique et des avancées sur les thématiques associées. De par ma culture de mécanicien, j'ai fait le choix méthodologique d'étudier conjointement les approches analytiques, numériques et expérimentales. Cette approche est vertueuse et enrichit la qualité des travaux. Force est de constater que c'est bien souvent les résultats expérimentaux qui ont alimenté les pistes de recherches.

Mes activités de recherche sont guidées et motivées par la volonté de produire et diffuser de la connaissance. Il est extrêmement gratifiant et valorisant de partager ses travaux au sein de la communauté scientifique. Toute la noblesse du métier d'enseignant-chercheur réside dans l'élaboration puis la transmission de nouvelles connaissances. Mes activités d'enseignement sont ainsi largement nourries par mes travaux de recherche.

Je suis également satisfait de mener mes activités avec une grande autonomie. Toutes mes recherches sont le fruit de collaborations, avec mes collègues, coauteurs, doctorants ou encore post-doctorants. Les travaux présentés dans ce document sont de manière indissociable le fruit de ce travail en commun.

---

## Références bibliographiques

---

- [ALT 95] Y. Altintas, E. Budack – Analytical prediction of stability lobes in milling, *Annals of the CIRP*, Vol. 44, p. 357-362, **1995**.
- [ALT 04] Y. Altintas – *Manufacturing automation*, Cambridge University, Cambridge, **2004**.
- [ARN 48] R.N. Arnold – The mechanism of tool vibration in the cutting of steel, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, Vol. 154, 261-276, **1948**.
- [ARN 11] L. Arnaud, O. Gonzalo, S. Seguy, H. Jauregi, G. Peigné – Simulation of low rigidity part machining applied to thin walled structures, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 54, p. 479-488, **2011**.
- [BAB 13] V.I. Babitsky – *Theory of vibro-impact systems and applications*, Springer Science & Business Media, **2013**.
- [BAP 83] C.N. Bapat, N. Popplewell, K. McLachlan – Stable periodic motions of an impact-pair, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 87, p. 19-40, **1983**.
- [BAP 85] C.N. Bapat, S. Sankar – Single unit impact damper in free and forced vibration, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 99, p. 85-94, **1985**.
- [BAP 95] C.N. Bapat – The general motion of an inclined impact damper with friction, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 184, p. 417-427, **1995**.
- [BEL 10] R. Bellet, B. Cochelin, P. Herzog, P.O. Mattei – Experimental study of targeted energy transfer from an acoustic system to a nonlinear membrane absorber, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 329, p. 2768-2791, **2010**.
- [BRY 18] P.Y. Bryk, S. Bellizzi, R. Côte – Experimental study of a hybrid electro-acoustic nonlinear membrane absorber, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 424, p. 224-237, **2018**.
- [CAM 03] M.L. Campomanes, Y. Altintas – An improved time domain simulation for dynamic milling at small radial immersions, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 125, p. 416-422, **2003**.
- [CAM 11] F.J. Campa, L.N. López de Lacalle, G. Urbicain, A. Lamikiz, S. Seguy, L. Arnaud – Critical thickness and dynamic stiffness for chatter avoidance in thin floors milling, *Advanced Materials Research*, Vol. 188, p. 116-121, **2011**.
- [CAZ 05] V. Cazajus, S. Seguy, B. Lorrain, H. Weleman, C. Prat, M. Karama – Thermal stresses in a ceramic-metal composites after brazing process, *The International Conference on Structural Analysis of Advanced Materials*, **2005**, Bucarest, Roumanie.
- [CAZ 12] V. Cazajus, S. Seguy, H. Weleman, M. Karama – Residual stresses in a ceramic-metal composite, *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 146, p. 185-196, **2012**.

- [CHA 21] R. Chabrier, E. Sadoulet-Reboul, G. Chevallier, E. Foltête, T. Jeannin – Full-field measurements with Digital Image Correlation for vibro-impact characterisation, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 156, p. 107658, **2021**.
- [DOM 11] Z. Dombovari, D. Barton, E. Wilson, G. Stépán – On the global dynamics of chatter in the orthogonal cutting model, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, Vol. 46, p. 330-338, **2011**.
- [FOF 11] M.S. Fofana, S. Seguy – Feedback control of regenerative chatter in high speed machining, *Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2011-64824*, **2011**, Denver, États-Unis.
- [FRA 1911] H. Frahm – *Device for damping vibrations of bodies*, U.S. Patent 989 958, **1911**.
- [GAG 07] V. Gagnol, B.C. Bouzgarrou, P. Ray, C. Barra – Model-based chatter stability prediction for high-speed spindles, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 47, 1176-1186, **2007**.
- [GEN 01] O.V. Gendelman, L.I. Manevitch, A.F. Vakakis, R. M'Closkey – Energy pumping in nonlinear mechanical oscillators: part I—dynamics of the underlying hamiltonian systems, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 68, p. 34-41, **2001**.
- [GEN 06] O.V. Gendelman, E. Gourdon, C.H. Lamarque – Quasiperiodic energy pumping in coupled oscillators under periodic forcing, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 294, p. 651-662, **2006**.
- [GEN 08] O.V. Gendelman – Targeted energy transfer in systems with non-polynomial nonlinearity, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 315, p. 732-745, **2008**.
- [GEN 10] O.V. Gendelman, T. Bar – Bifurcations of self-excitation regimes in a Van der Pol oscillator with a nonlinear energy sink, *Physica D: Nonlinear Phenomena*, Vol. 239, p. 220-229, **2010**.
- [GEN 12A] O.V. Gendelman – Analytic treatment of a system with a vibro-impact nonlinear energy sink, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 331, p. 4599-4608, **2012**.
- [GEN 12B] O.V. Gendelman, G. Sigalov, L.I. Manevitch, M. Mane, A.F. Vakakis, L.A. Bergman – Dynamics of an eccentric rotational nonlinear energy sink, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 79, p. 011012, **2012**.
- [GEN 15] O.V. Gendelman, A. Alloni – Dynamics of forced system with vibro-impact energy sink, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 358, p. 301-314, **2015**.
- [GEO 05] F. Georgiadis, A.F. Vakakis, D.M. McFarland, L.A. Bergman – Shock isolation through passive energy pumping caused by nonsmooth nonlinearities, *International Journal of Bifurcation and Chaos*, Vol. 15, p. 1989-2001, **2005**.
- [GOU 07] E. Gourdon, N.A. Alexander, C.A. Taylor, C.H. Lamarque, S. Pernot – Nonlinear energy pumping under transient forcing with strongly nonlinear coupling: Theoretical and experimental results, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 300, p. 522-551, **2007**.
- [GOU 11] E. Gourc, S. Seguy, L. Arnaud – Chatter milling modeling of active magnetic bearing spindle in high-speed domain, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 51, p. 928-936, **2011**.
- [GOU 12] E. Gourc, S. Seguy, G. Desein – Dynamical modeling of spindle with active magnetic bearing for milling process, *Advanced Materials Research*, Vol. 423, p. 200-209, **2012**.

- [GOU 13A] E. Gourc, S. Seguy, G. Michon, A. Berlioz – Chatter control in turning process with a nonlinear energy sink, *Advanced Materials Research*, Vol. 698, p. 89-98, **2013**.
- [GOU 13B] E. Gourc, S. Seguy, G. Michon, A. Berlioz – Passive control of an harmonically excited vibrating beam using a vibro-impact nonlinear energy sink, *21ème Congrès Français de Mécanique*, **2013**, Bordeaux, France.
- [GOU 14] E. Gourc, G. Michon, S. Seguy, A. Berlioz – Experimental investigation and design optimization of targeted energy transfer under periodic forcing, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 136, p. 021021, **2014**.
- [GOU 15A] E. Gourc, S. Seguy, G. Michon, A. Berlioz, B.P. Mann – Quenching chatter instability in turning process with a vibro-impact nonlinear energy sink, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 355, p. 392-406, **2015**.
- [GOU 15B] E. Gourc, G. Michon, S. Seguy, A. Berlioz – Targeted energy transfer under harmonic forcing with a vibro-impact nonlinear energy sink: analytical and experimental developments, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 137, p. 031008, **2015**.
- [GRA 05] J. Gradišek, M. Kalveram, T. Insperger, K. Weinert, G. Stépán, E. Govekar, I. Grabec – On stability prediction for milling, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 45, 769-781, **2005**.
- [GUC 13] J. Guckenheimer, P.J. Holmes – *Nonlinear oscillations, dynamical systems, and bifurcations of vector fields*, Vol. 42, Springer Science & Business Media, **2013**.
- [HUA 98] N.E. Huang, Z. Shen, S.R. Long, M.C. Wu, H.H. Shih, Q. Zheng, N.C. Yen, C.C. Tung, H.H. Liu – The empirical mode decomposition and the hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis, *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol. 454 p. 903-995, **1998**.
- [IBR 09] R.A. Ibrahim – *Vibro-impact dynamics: modeling, mapping and applications*, Springer Science & Business Media, **2009**.
- [INS 11] T. Insperger, G. Stépán – *Semi-discretization for time-delay systems – Stability and Engineering applications*, Springer, **2011**.
- [JIA 03] X. Jiang, D.M. McFarland, L.A. Bergman, A.F. Vakakis – Steady state passive nonlinear energy pumping in coupled oscillators: theoretical and experimental results, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 33, p. 87-102, **2003**.
- [JIN 06] L. Jin, Q.S. Lu, E. Twizell – A method for calculating the spectrum of Lyapunov exponents by local maps in nonsmooth impact-vibrating systems, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 298, p. 1019-1033, **2006**.
- [JOH 89] K.L. Johnson – *Contact mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge, **1989**.
- [KER 07] G. Kerschen, D.M. McFarland, J.J. Kowtko, Y.S. Lee, L.A. Bergman, A.F. Vakakis – Experimental demonstration of transient resonance capture in a system of two coupled oscillators with essential stiffness nonlinearity, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 299, p. 822-838, **2007**.
- [KIR 19] K. Kiran, M.C. Kayacan – Cutting force modeling and accurate measurement in milling of flexible workpieces, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 133, p. 106284, **2019**.
- [KOR 07] H.J. Korsch, H.J. Jodl, T. Hartmann – *Chaos: a program collection for the PC*, Springer Science & Business Media, **2007**.

- [LAM 11] C.H. Lamarque, O.V. Gendelman, A. Ture Savadkoohi, E. Etcheverria – Targeted energy transfer in mechanical systems by means of non-smooth nonlinear energy sink, *Acta Mechanica*, Vol. 221, p. 175-200, **2011**.
- [LEN 00] S. Lenci, G. Rega – Periodic solutions and bifurcations in an impact inverted pendulum under impulsive excitation, *Chaos, Solitons and Fractals*, Vol. 11, p. 2453-2472, **2000**.
- [LI 16] T. Li, S. Seguy, A. Berlioz – Dynamics of cubic and vibro-impact nonlinear energy sink: analytical, numerical and experimental analysis, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 138, p. 031010, **2016**.
- [LI 17A] T. Li, S. Seguy, A. Berlioz – On the dynamics around targeted energy transfer for vibro-impact nonlinear energy sink, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 87, p. 1453-1466, **2017**.
- [LI 17B] T. Li, S. Seguy, A. Berlioz – Optimization mechanism of targeted energy transfer with vibro-impact energy sink under periodic and transient excitation, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 87, p. 2415-2433, **2017**.
- [LI 17C] T. Li, D. Qiu, S. Seguy, A. Berlioz – Activation characteristic of a vibro-impact energy sink and its application to chatter control in turning, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 405, p. 1-18, **2017**.
- [LI 17D] T. Li, E. Gourc, S. Seguy, A. Berlioz – Dynamics of two vibro-impact nonlinear energy sinks in parallel under periodic and transient excitations, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, Vol. 90, p. 100-110, **2017**.
- [LI 18] T. Li, C.H. Lamarque, S. Seguy, A. Berlioz – Chaotic characteristic of a linear oscillator coupled with vibro-impact nonlinear energy sink, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 91, p. 2319-2330, **2018**.
- [LI 19] T. Li, S. Seguy, C.H. Lamarque, A. Berlioz – Experiment-based motion reconstruction and restitution coefficient estimation of a vibro-impact system, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 141, p. 021003-8, **2019**.
- [LOR 08] P. Lorong, G. Coffignal, S. Cohen-Assouline – Simulation du comportement dynamique d'un système usinant : modélisation de l'interaction outil/matière en présence d'une pièce flexible, *Mécanique & Industries*, Vol. 9, p. 117-124, **2008**.
- [MAN 01] L.I. Manevitch – The description of localized normal modes in a chain of nonlinear coupled oscillators using complex variables, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 25, p. 95-109, **2001**.
- [MAN 03] B.P. Mann, T. Insperger, P.V. Bayly, G. Stépán – Stability of up-milling and down-milling, part 2 : experimental verification, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 43, p. 35-40, **2003**.
- [MCF 05] D.M. McFarland, L.A. Bergman, A.F. Vakakis – Experimental study of non-linear energy pumping occurring at a single fast frequency, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, Vol. 40, p. 891-899, **2005**.
- [MER 04] S.D. Merdol, Y. Altintas – Multi frequency solution of chatter stability for low immersion milling, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 126, p. 459-466, **2004**.

- [MOL 17] T.G. Molnar, Z. Dombovari, T. Insperger, G. Stépán – On the analysis of the double Hopf bifurcation in machining processes via centre manifold reduction, *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol. 473, p. 20170502, **2017**.
- [MOU 13] M. Mousseigne, Y. Landon, S. Seguy, G. Dessein, J.M. Redonnet – Predicting the dynamic behaviour of torus milling tools when climb milling using the stability lobes theory, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 65, p. 47-57, **2013**.
- [MUL 95] P.C. Müller – Calculation of Lyapunov exponents for dynamic systems with discontinuities, *Chaos, Solitons & Fractals*, Vol. 5, p. 1671-1681, **1995**.
- [NAY 95A] A.H. Nayfeh, D.T. Mook – *Nonlinear oscillations*, Wiley-Interscience, **1995**.
- [NAY 95B] A.H. Nayfeh, B. Balachandran – *Applied nonlinear dynamics*, Wiley-Interscience, **1995**.
- [NAY 11] A. Nayfeh, N. Nayfeh – Analysis of the cutting tool on a lathe, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 63, p. 395-416, **2011**.
- [NUC 07] F. Nucera, A.F. Vakakis, D.M. McFarland, L.A. Bergman, G. Kerschen – Targeted energy transfers in vibro-impact oscillators for seismic mitigation, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 50, p. 651-677, **2007**.
- [NUC 08] F. Nucera, F.L. Iacono, D.M. McFarland, L.A. Bergman, A.F. Vakakis – Application of broadband nonlinear targeted energy transfers for seismic mitigation of a shear frame: experimental results, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 313, p. 57-76, **2008**.
- [OLS 03] S.E. Olson – An analytical particle damping model, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 264, p. 1155-1166, **2003**.
- [PAR 13] M. Paredes – Analytical and experimental study of conical telescoping springs with nonconstant pitch, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 135, p. 094502, **2013**.
- [PET 96] F. Peterka – Bifurcations and transition phenomena in an impact oscillator, *Chaos, Solitons & Fractals*, Vol. 7, p. 1635-1647, **1996**.
- [QIU 18A] D. Qiu, S. Seguy, M. Paredes – Tuned nonlinear energy sink with conical spring: design theory and sensitivity analysis, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 140, p. 011404, **2018**.
- [QIU 18B] D. Qiu, T. Li, S. Seguy, M. Paredes – Efficient targeted energy transfer of bistable nonlinear energy sink: application to optimal design, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 92, p. 443-461, **2018**.
- [QIU 18C] D. Qiu – *Theoretical and experimental study of tuned nonlinear energy sink: application to passive vibration control*, Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, **2018**.
- [QIU 19A] D. Qiu, M. Paredes, S. Seguy – Variable pitch spring for nonlinear energy sink: application to passive vibration control, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 233, p. 611-622, **2019**.
- [QIU 19B] D. Qiu, S. Seguy, M. Paredes – Design criteria for optimally tuned vibro-impact nonlinear energy sink, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 442, p. 497-513, **2019**.
- [RAN 98] R. Rana, T.T. Soong – Parametric study and simplified design of tuned mass dampers, *Engineering Structures*, Vol. 20, p. 193-204, **1998**.

- [ROD 06] E. Rodriguez, M. Paredes, M. Sartor – Analytical behavior law for a constant pitch conical compression spring, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 128, p. 1352-1356, **2006**.
- [SAE 19] A.S. Saeed, M.A. AL-Shudeifat, A.F. Vakakis – Rotary-oscillatory nonlinear energy sink of robust performance, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, Vol. 117, p. 103249, **2019**.
- [SAP 09] T.P. Sapsis, A.F. Vakakis, O.V. Gendelman, L.A. Bergman, G. Kerschen, D.D. Quinn – Efficiency of targeted energy transfers in coupled nonlinear oscillators associated with 1:1 resonance captures: Part II, analytical study, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 325, p. 297-320, **2009**.
- [SAP 12] T.P. Sapsis, D.D. Quinn, A.F. Vakakis, L.A. Bergman – Effective stiffening and damping enhancement of structures with strongly nonlinear local attachments, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 134, p. 011016, **2012**.
- [SAV 12] A.T. Savadkoohi, B. Vaurigaud, C.H. Lamarque, S. Pernot – Targeted energy transfer with parallel nonlinear energy sinks, part ii: theory and experiments, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 67, p. 37-46, **2012**.
- [SEG 08A] S. Seguy, F.J. Campa, L.N. López de Lacalle, L. Arnaud, G. Desein, G. Aramendi – Toolpath dependent stability lobes for the milling of thin-walled parts, *International Journal of Machining and Machinability of Materials*, Vol. 4, p. 377-392, **2008**.
- [SEG 08B] S. Seguy, G. Desein, L. Arnaud – Surface roughness variation of thin wall milling, related to modal interactions, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 48, p. 261-274, **2008**.
- [SEG 10A] S. Seguy, T. Insperger, L. Arnaud, G. Desein, G. Peigné – On the stability of high-speed milling with spindle speed variation, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 48, p. 883-895, **2010**.
- [SEG 10B] S. Seguy, G. Desein, L. Arnaud, T. Insperger – Control of chatter by spindle speed variation in high-speed milling, *Advanced Materials Research*, Vol. 112, p. 179-186, **2010**.
- [SEG 11] S. Seguy, T. Insperger, L. Arnaud, G. Desein, G. Peigné – Suppression of period doubling chatter in high speed milling by spindle speed variation, *Machining Science and Technology*, Vol. 15, p. 153-171, **2011**.
- [SEG 14] S. Seguy, L. Arnaud, T. Insperger – Chatter in interrupted turning with geometrical defects: An industrial case study, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 75, p. 45-56, **2014**.
- [SHI 84] H. Shi, S. Tobias – Theory of finite amplitude machine tool instability, *International Journal of Machine Tool Design and Research*, Vol. 24, p. 45-69, **1984**.
- [SHT 17] O. Shtehin, V. Wagner, S. Seguy, Y. Landon, G. Desein, M. Mousseigne – Stability of ball end milling on warped surface: semi-analytical and experimental analysis, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 89, p. 2557-2569, **2017**.
- [SHT 18] O. Shtehin, S. Seguy, V. Wagner, Y. Landon, G. Desein, M. Mousseigne – Low-frequency chatter genesis during inclined surface copy-milling with ball-end mill: experimental study, *Machining Science and Technology*, Vol. 22, p. 621-637, **2018**.

- [SIG 12] G. Sigalov, O.V. Gendelman, M.A. Al-Shudeifat, L.I. Manevitch, A.F. Vakakis, L.A. Bergman – Resonance captures and targeted energy transfers in an inertially-coupled rotational nonlinear energy sink, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 69, p. 1693-1704, **2012**.
- [SMI 93] S. Smith, J. Tlustý – Efficient simulation programs for chatter in milling, *Annals of the CIRP*, Vol. 42, p. 463-466, **1993**.
- [SOU 04] S.L. De Souza, I.L. Caldas – Calculation of Lyapunov exponents in systems with impacts, *Chaos, Solitons & Fractals*, Vol. 19, p. 569-579, **2004**.
- [STA 08A] Y. Starosvetsky, O.V. Gendelman – Response regimes of linear oscillator coupled to nonlinear energy sink with harmonic forcing and frequency detuning, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 315, p. 746-765, **2008**.
- [STA 08B] Y. Starosvetsky, O.V. Gendelman – Strongly modulated response in forced 2DOF oscillatory system with essential mass and potential asymmetry, *Physica D: Nonlinear Phenomena*, Vol. 237, p. 1719-1733, **2008**.
- [STE 00] A. Stefanski – Estimation of the largest Lyapunov exponent in systems with impacts, *Chaos, Solitons & Fractals*, Vol. 11, p. 2443-2451, **2000**.
- [SUR 07] T. Surmann, D. Enk – Simulation of milling tool vibration trajectories along changing engagement conditions, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 47, p. 1442-1448, **2007**.
- [SUT 09] M.A. Sutton, J.J. Orteu, H. Schreier – *Image correlation for shape, motion, and deformation measurements: basic concepts, theory and applications*, Springer, **2009**.
- [TAN 16] X. Tang, F. Peng, R. Yan, Y. Gong, X. LI – An effective time domain model for milling stability prediction simultaneously considering multiple modes and cross-frequency response function effect, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 86, 1037-1054, **2016**.
- [TAY 1907] F.W. Taylor – On the art of cutting metals, *Transactions of the ASME*, Vol. 28, p. 31-350, **1907**.
- [THE 19] T. Theurich, J. Gross, M. Krack – Effects of modal energy scattering and friction on the resonance mitigation with an impact absorber, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 442, p. 71-89, **2019**.
- [TLU 54] J. Tlustý, L. Špaček – *Samobužené kmity v obráběcích strojích*, ČSAV, **1954**.
- [TLU 63] J. Tlustý, M. Polacek – The stability of the machine tool against self-excited vibration in machining, *Proceedings of the International Research in Production Engineering Conference*, ASME Press, Pittsburgh, p. 465-474, **1963**.
- [TOB 58] S.A. Tobias, W. Fishwick – Theory of regenerative machine tool chatter, *Engineer*, Vol. 205, p. 199-203 238-239, **1958**.
- [TUR 12] A.T Savadkoohi, C.H. Lamarque, Z. Dimitrijevic – Vibratory energy exchange between a linear and a nonsmooth system in the presence of the gravity, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 70, p. 1473-1483, **2012**.
- [VAK 01] A.F. Vakakis, O.V. Gendelman – Energy pumping in nonlinear mechanical oscillators: part II—resonance capture, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 68, p. 2-48, **2001**.

- [VAU 11] B. Vaurigaud, A.T. Savadkoohi, C.H. Lamarque – Targeted energy transfer with parallel nonlinear energy sinks part i: design theory and numerical results, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 66, p. 763-780, **2011**.
- [WAN 10] M. Wang, T. Zan, Y. Yang, R. Fei – Design and implementation of nonlinear TMD for chatter suppression: An application in turning processes, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 50, p. 474-479, **2010**.
- [WEI 17] Y. Wei, Z. Peng, X. Dong, W. Zhang, G. Meng – Mechanism of optimal targeted energy transfer, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 84, p. 011007, **2017**.
- [WIE 01] M. Wiercigroch, A.M. Krivtsov – Frictional chatter in orthogonal metal cutting, *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol. 359, p. 713-738, **2001**.
- [WU 22] Z. Wu, S. Seguy, M. Paredes – Basic constraints for design optimization of cubic and bistable NES, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 144, p. 021003, **2022**.
- [YAM 99] Y. Yamamoto – Spring's effective mass in spring mass system free vibration, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 220, p. 564-570, **1999**.
- [YAO 18] H. Yao, Y. Cao, S. Zhang, B. Wen – A novel energy sink with piecewise linear stiffness, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 94, p. 2265-2275, **2018**.
- [YUE 08] Y. Yue, J. Xie – Symmetry and bifurcations of a two-degree-of-freedom vibro-impact system, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 314, p. 228-245, **2008**.