

**Thèse de doctorat**

**Pour obtenir le grade de Docteur de**

**l'UNIVERSITÉ POLYTECHNIQUE HAUTS-DE-FRANCE**

**Spécialité : Micro et Nanotechnologies, Acoustique et Télécommunications**

**Présentée et soutenue par Barbara, LAFARGE.**

**Le 22/06/2018, à Valenciennes**

**Ecole doctorale :**

Sciences Pour l'Ingénieur (ED SPI 072)

**Equipe de recherche, Laboratoire :**

Institut d'Electronique de Microélectronique et de Nanotechnologie - Département Opto-Acousto-Electronique (IEMN DOAE – UMR 8520)

**Modélisation, simulation et mise en œuvre d'un système de récupération d'énergie.**

**Application à un amortisseur semi-actif autonome**

**JURY**

**Président du jury**

- Thomas, Olivier. Professeur des Universités, ENSAM Lille.

**Rapporteurs**

- Feuillard, Guy. Professeur des Universités, INSA Centre Val de Loire.

- Richard, Claude. Professeur des Universités, INSA de Lyon.

**Examineurs**

- Curea, Octavian. Professeur des Universités, ESTIA.

- Hacala, Amélie. Docteur, ESTIA.

**Directeur de thèse**

- Delebarre, Christophe. Professeur des Universités. IEMN/DOAE, Université de Valenciennes.

- Grondel, Sébastien. Professeur des Universités. IEMN/DOAE, Université de Valenciennes.

**Co-directeur de thèse :**

- Curea, Octavian. Professeur des Universités, ESTIA.



# REMERCIEMENTS

Il me sera très difficile de remercier tout le monde car c'est grâce à l'aide de nombreuses personnes que j'ai pu mener cette thèse à son terme.

Je voudrais tout d'abord remercier grandement mes directeurs de thèse, Christophe DELEBARRE et Sébastien GRONDEL, pour toutes leurs aides. Je suis ravi d'avoir travaillé en leurs compagnies car outre leurs appuis scientifiques, ils ont toujours été là pour me soutenir et me conseiller au cours de l'élaboration de cette thèse.

Je remercie également Octavian CUREA qui a pris le temps de m'écouter et de discuter avec moi et a été là pour me soutenir et me conseiller au cours de l'élaboration de cette thèse. Ses remarques m'ont permis d'envisager mon travail sous un autre angle. Pour tout cela je le remercie.

Je tiens à remercier Claude RICHARD, Olivier THOMAS et Guy FEUILLARD pour avoir accepté de participer à mon jury de thèse et pour leur participation scientifique ainsi que le temps qu'ils ont consacré à ma recherche.

Je remercie toutes les personnes avec qui j'ai partagé mes études et notamment ces années de thèse.

Mes derniers remerciements vont à ma famille qui a tout fait pour m'aider, qui m'a soutenu et surtout supporté dans tout ce que j'ai entrepris.

# RÉSUMÉ

Ce travail est consacré à l'étude et à la mise au point de récupérateurs d'énergie intégrés à une suspension automobile afin par exemple d'alimenter soit un microcontrôleur, soit des capteurs, soit de réaliser le contrôle santé des pièces ou encore de rendre l'amortisseur au sein d'une suspension d'un véhicule semi-actif autonome en fonction du niveau d'énergie disponible. Compte tenu des types de déplacement disponible dans la suspension, il est naturel de s'orienter vers des techniques électromagnétiques pour la récupération d'énergie liée aux grands déplacements et vers des techniques piézoélectriques pour les vibrations.

L'utilisation de tels systèmes s'avère cependant complexe et un certain nombre de points techniques doivent être résolus pour les mettre en œuvre. En premier lieu, une parfaite connaissance des techniques de conversion piézoélectrique et électromagnétique est nécessaire. Dans ce but, le langage Bond Graph est utilisé et appliqué avec succès sur l'ensemble du système de suspension ainsi que sur les récupérateurs d'énergie en raison de sa capacité à traduire les effets physiques et les échanges énergétiques au sein de systèmes multiphysiques.

D'autre part, des confrontations simulation/expérience sont réalisées en laboratoire sur chacun des récupérateurs d'énergie piézoélectrique et électromagnétique, afin de s'assurer du bon fonctionnement de ces systèmes lors de leurs intégrations dans un véhicule réel. Ainsi, des défauts de nature différente comme la force magnétique déformant le mouvement de translation de l'amortisseur, la mauvaise conduction des lignes de champ magnétique ou les endommagements du matériau piézoélectrique lors d'essais répétés, sont analysés dans les premiers démonstrateurs afin d'être ensuite corrigés.

Enfin, un modèle global de suspension automobile intégrant simultanément les deux sous-systèmes de récupération d'énergie est étudié. Afin de compléter cette analyse, une modélisation du circuit de restitution et du stockage d'énergie est également proposée et permet une étude qualitative et quantitative des performances des systèmes de récupération d'énergie piézoélectrique et électromagnétique. Les résultats issus de ces modèles sont exploités dans le but de concevoir des récupérateurs d'énergie s'adaptant au mieux au domaine de l'automobile. Pour conclure, des tests sur route avec le récupérateur d'énergie piézoélectrique démontrent la validité de l'analyse théorique et la faisabilité des techniques développées.

# TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENT

RÉSUMÉ

INTRODUCTION p.1

CHAPITRE 1 p.5

Introduction p.7

1.1 Suspension automobile p.7

1.1.1 Détail sur le fonctionnement d'une suspension de type Macpherson p.8

1.1.2 Les différentes catégories d'amortisseur p.9

1.2 Les besoins en énergie p.12

1.2.1 Fonction d'un amortisseur semi-actif autonome p.12

1.2.2 Estimation de la consommation d'énergie et des performances attendues p.13

1.3 Dispositifs de récupération d'énergie p.14

1.3.1 Conversion électromagnétique p.15

1.3.2 Conversion piézoélectrique p.20

1.3.3 Configurations non-linéaires p.23

1.3.4 Conclusion sur les récupérateurs p.28

1.4 Gestion et stockage de l'énergie récupérée p.29

1.4.1 Extraction de l'énergie p.29

1.4.2 Stockage de l'énergie p.33

1.5 Localisation de l'énergie disponible dans une suspension p.40

1.6 Conclusion p.47

<b>CHAPITRE 2</b>	<b>p.49</b>
<b>Introduction</b>	<b>p.51</b>
<b>2.1 Les sources d'excitation du véhicule</b>	<b>p.51</b>
2.1.1 La route	p.51
2.1.2 Les parties tournantes	p.54
<b>2.2 Réponse mécanique et acoustique du véhicule</b>	<b>p.56</b>
2.2.1 Les modes de corps rigide	p.56
2.2.2 Les modes de structures	p.57
2.2.3 La résonance acoustique	p.57
<b>2.3 Modélisation de la suspension automobile</b>	<b>p.58</b>
2.3.1 Présentation des méthodes de modélisation	p.58
Méthodes d'approximation d'un problème continu	p.59
Méthodes physiques	p.60
2.3.2 Représentation de la suspension	p.61
Représentation de la suspension dans la littérature	p.61
Modèle Bond Graph des représentations du quart et du demi-véhicule	p.66
<b>2.4 Simulation et analyse</b>	<b>p.69</b>
2.4.1 Dos d'âne standard avec le modèle Bond Graph du quart de véhicule	p.69
2.4.2 Dos d'âne standard avec le modèle Bond Graph du demi-véhicule	p.71
<b>2.5 Conclusion</b>	<b>p.73</b>
<b>CHAPITRE 3</b>	<b>p.75</b>
<b>Introduction</b>	<b>p.77</b>
<b>3.1 Principe de la récupération d'énergie par poutre résonante intégrée à la suspension</b>	<b>p.77</b>
<b>3.2 Rappel sur les modèles analytiques des systèmes de poutre résonantes dans la littérature</b>	<b>p.80</b>
3.2.1 Approche à paramètres localisés	p.81
3.2.2 Approche à paramètres distribués	p.85
3.2.3 Comparaison des deux approches	p.88
<b>3.3 Construction du modèle physique équivalent</b>	<b>p.89</b>
3.3.1 Modèle Bond Graph à paramètres localisés	p.89
3.3.2 Modèle Bond Graph à paramètres distribués	p.90
<b>3.4 Simulations et validations expérimentales du modèle de poutre</b>	<b>p.92</b>

3.4.1	Caractéristiques des configurations	p.92
3.4.2	Etude du modèle à approche distribuée	p.93
3.4.3	Comparaison des modèles à approches distribuées et localisées	p.103
3.4.4	Confrontation simulation et expérience	p.104
<b>3.5</b>	<b>Recherche d'une configuration adaptée à notre application</b>	<b>p.107</b>
<b>3.6</b>	<b>Conclusion</b>	<b>p.111</b>
	<b>CHAPITRE 4</b>	<b>p.113</b>
	<b>Introduction</b>	<b>p.115</b>
<b>4.1</b>	<b>Récupération d'énergie par conversion électromagnétique</b>	<b>p.116</b>
4.1.1	Principe	p.116
4.1.2	Intégration du convertisseur électromagnétique à la suspension	p.118
<b>4.2</b>	<b>Cahier des charges et présentation de la configuration choisie</b>	<b>p.125</b>
4.2.1	Recherche d'une configuration adaptée	p.125
4.2.2	Paramètres influents	p.125
4.2.3	Etude et analyse des solutions proposées	p.127
<b>4.3</b>	<b>Recherche du coefficient de couplage électromagnétique <math>r(y_p, t)</math></b>	<b>p.131</b>
4.3.1	Choix de la méthode de calcul	p.131
4.3.2	Construction du modèle par éléments finis	p.132
4.3.3	Estimation du coefficient non-linéaire $r(y_p, t)$	p.133
<b>4.4</b>	<b>Construction du modèle Bond Graph</b>	<b>p.135</b>
<b>4.5</b>	<b>Analyse des paramètres du convertisseur influant sur la force magnétique</b>	<b>p.137</b>
4.5.1	Protocole expérimental	p.137
4.5.2	Validation expérimentale du prototype	p.140
4.5.3	Bilan énergétique du prototype n°4	p.142
<b>4.6</b>	<b>Conclusion</b>	<b>p.146</b>
	<b>CHAPITRE 5</b>	<b>p.147</b>
	<b>Introduction</b>	<b>p.149</b>
<b>5.1</b>	<b>Intégration des modèles de récupérateurs dans le modèle de la suspension</b>	<b>p.150</b>
5.1.1	Description du système complet	p.150
5.1.2	Modélisation du système complet	p.151
5.1.3	Stockage et restitution de l'énergie	p.152

<b>5.2 Simulation et analyse du comportement énergétique des récupérateurs d'énergie lorsqu'ils sont connectés à une charge résistive</b>	<b>p.154</b>
5.2.1 Passage d'un dos d'âne standard	p.155
5.2.2 Route de revêtement de classe A-B	p.162
5.2.3 Route de revêtement de classe E-F	p.165
<b>5.3 Prise en compte du système de stockage et de restitution de l'énergie</b>	<b>p.167</b>
5.3.1 Dos d'âne standard avec les modèles Bond Graph du quart de véhicule	p.167
5.3.2 Route de revêtement de classe A-B	p.168
5.3.3 Route de revêtement de classe E-F	p.169
<b>5.4 Confrontation simulation et expérience dans un cas réel pour le récupérateur d'énergie piézoélectrique</b>	<b>p.170</b>
5.4.1 Description du dispositif expérimental	p.170
5.4.2 Confrontation simulation/expérience	p.171
<b>5.5 Conclusion</b>	<b>p.174</b>
<b>CONCLUSION</b>	<b>p.175</b>
<b>ANNEXES</b>	<b>p.181</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE</b>	<b>p.217</b>

# LISTES DES FIGURES

CHAPITRE 1	p.5
Figure 1.1 Pièces principales d'une suspension de type Macpherson : (1) jambe de force Macpherson, (2) ressort hélicoïdal, (3) direction, (4) porte-fusée, (5) barre stabilisatrice, (6) cardan, (7) triangle inférieur de suspension, (8) amortisseur	p.9
Figure 1.2 Vue en coupe d'un amortisseur télescopique classique de type « passif » dont les principaux éléments sont mis en avant [DIX 07]	p.10
Figure 1.3 Vue en coupe d'un amortisseur semi-actif de type électro-rhéologique (a) [CHO 03b] et de type magnétorhéologique (b) [PAN 98]	p.11
Figure 1.4 Architecture d'un amortisseur semi-actif autonome	p.12
Figure 1.5 Consommation des éléments constituant un amortisseur semi-actif autonome	p.13
Figure 1.6 Schéma de principe de récupération électromagnétique	p.16
Figure 1.7 Performances des récupérateurs d'énergies électromagnétiques de type macro/micro et classique/hybride	p.18
Figure 1.8 Performances des récupérateurs d'énergies électromagnétiques en fonction de leurs fréquences de résonance	p.19
Figure 1.9 Schéma de principe de la récupération piézoélectrique	p.20
Figure 1.10 Performances des récupérateurs d'énergies piézoélectriques en fonction de leurs premières fréquences de résonance	p.23
Figure 1.11 Performances des récupérateurs d'énergies piézoélectriques non-linéaires	p.27
Figure 1.12 Performances des récupérateurs d'énergies électromagnétiques non-linéaires	p.28
Figure 1.13 Schéma général de la récupération d'énergie [GUY 11]	p.29
Figure 1.14 Principaux circuits d'extraction de l'énergie piézoélectrique [GUY 11]	p.30
Figure 1.15 Rendement de l'énergie récupérée pour un système à un degré de liberté piézoélectrique et électromagnétique avec une simple charge, un circuit standard, ou SECE, ou Parallèle SSHI ou bien Série SSHI [WAN 16b]	p.33
Figure 1.16 Puissance moyenne récupérée sans dimension à la fréquence de résonance pour un système à un degré de liberté piézoélectrique et électromagnétique avec une simple charge, un circuit standard, ou SECE, ou Parallèle SSHI ou bien Série SSHI [WAN 16b]	p.33
Figure 1.17 Structure d'un condensateur [BEA 07]	p.35
Figure 1.18 Structure d'un super condensateur [BEA 07]	p.38
Figure 1.19 Analyse fonctionnelle d'une suspension automobile typique	p.41
Figure 1.20 Actionneur intégré à une suspension de véhicule de combat nommé ECASS [JIN 13]	p.42
Figure 1.21 Performances des dispositifs de récupération d'énergie piézoélectrique intégrables dans les connexions planes telles que le pneu dans une suspension automobile	p.43

<b>Figure 1.22 Performances des dispositifs de récupération d'énergie intégrables dans les éléments flexibles tels que les amortisseurs dans une suspension automobile</b>	<b>p.44</b>
<b>Figure 1.23 Puissance potentiellement récupérable dans un amortisseur d'une voiture particulière [ZHA 17a]</b>	<b>p.45</b>
<b>CHAPITRE 2</b>	<b>p.49</b>
<b>Figure 2.1 Classification des routes en fonction de l'IRI [SAY 98]</b>	<b>p.53</b>
<b>Figure 2.2 Sensibilité du corps humain aux vibrations mécaniques</b>	<b>p.53</b>
<b>Figure 2.3 Fréquences de résonances présentes dans un véhicule en mouvement [JHA 76] : (a) modes de corps rigide dans les suspensions et les roues, (b) modes de structures du châssis et des éléments de carrosserie, et (c) résonance acoustique du compartiment passager</b>	<b>p.56</b>
<b>Figure 2.4 Schéma de quart de véhicule (a) et représentation masse-ressort équivalente (b)</b>	<b>p.61</b>
<b>Figure 2.5 Représentation du modèle de demi-véhicule</b>	<b>p.62</b>
<b>Figure 2.6 L'algorithme IRI est appliqué à la représentation du demi-véhicule (a) et du quart de véhicule (b)</b>	<b>p.65</b>
<b>Figure 2.7 Représentation du modèle Bond graph du quart de véhicule</b>	<b>p.66</b>
<b>Figure 2.8 Modèle Bond graph de demi-véhicule</b>	<b>p.68</b>
<b>Figure 2.9 Evolution de l'énergie totale injectée (en noir), de l'énergie cinétique totale (en vert), de l'énergie potentielle totale (en bleu) et l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le système de suspension en fonction du temps</b>	<b>p.70</b>
<b>Figure 2.10 Evolution de l'énergie totale injectée par la roue avant lors du passage du dos d'âne (en noir), de l'énergie cinétique totale (en vert), de l'énergie potentielle totale (en bleu) et l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le système de suspension en fonction du temps</b>	<b>p.72</b>
<b>Figure 2.11 Evolution de l'énergie totale injectée par la roue avant et arrière lors du passage du dos d'âne (en noir), de l'énergie cinétique totale (en vert), de l'énergie potentielle totale (en bleu) et l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le système de suspension en fonction du temps</b>	<b>p.73</b>
<b>CHAPITRE 3</b>	<b>p.75</b>
<b>Figure 3.1 Circuit d'extraction d'énergie</b>	<b>p.77</b>
<b>Figure 3.2 Circuit représentant la génération piézoélectrique</b>	<b>p.78</b>
<b>Figure 3.3 (a) Schéma du système de suspension avec les emplacements propices à la récupération d'énergie (masse suspendue et non-suspendue), et (b) le Bond Graph à mots du système complet (position du récupérateur sur la masse suspendue et non-suspendue)</b>	<b>p.79</b>
<b>Figure 3.4 Schéma du convertisseur piézoélectrique avec la masse résistive</b>	<b>p.80</b>
<b>Figure 3.5 Bond Graph à mots de la poutre piézoélectrique couplée à un circuit de restitution de l'énergie</b>	<b>p.81</b>
<b>Figure 3.6 Circuit représentant la conversion piézoélectrique avec une charge résistive [ROU 04]</b>	<b>p.81</b>
<b>Figure 3.7 Modèle de référence Bond Graph à approche localisée estimant l'énergie convertie en fonction d'une sollicitation mécanique externe de la poutre</b>	<b>p.90</b>
<b>Figure 3.8 Modèle de référence Bond Graph à approche distribuée estimant l'énergie convertie en fonction d'une sollicitation mécanique externe de la poutre</b>	<b>p.91</b>

<b>Figure 3.9</b>	<b>Modèle de référence Bond Graph permettant l'estimation de l'énergie convertie en fonction d'une sollicitation mécanique externe de la poutre en prenant en compte les trois premières fréquences propres</b>	<b>p.92</b>
<b>Figure 3.10</b>	<b>Tensions calculées à l'aide de l'approche distribuée en fonction de la fréquence pour différentes valeurs de résistance dans les limites de résistance basse (<math>R \rightarrow 0</math>) et de limite haute (<math>R \rightarrow \infty</math>)</b>	<b>p.94</b>
<b>Figure 3.11</b>	<b>Zoom sur la plage de fréquence allant de 4 à 18Hz, tensions calculées à l'aide de l'approche distribuée en fonction de la fréquence pour différentes valeurs de résistance (mode 1)</b>	<b>p.94</b>
<b>Figure 3.12</b>	<b>Variation de la tension en fonction des charges résistives en limite basse et en limite haute à la fréquence de résonance pour le premier mode</b>	<b>p.95</b>
<b>Figure 3.13</b>	<b>Puissances calculées à l'aide de l'approche distribuée en fonction de la fréquence pour différentes limites de résistance en limite basse lorsque , en limite haute lorsque</b>	<b>p.96</b>
<b>Figure 3.14</b>	<b>Zoom sur la plage de fréquence allant de 4 à 18Hz, puissances calculées à l'aide de l'approche distribuée en fonction de la fréquence pour différentes valeurs de résistance (mode 1)</b>	<b>p.96</b>
<b>Figure 3.15</b>	<b>Zoom sur la plage de fréquence allant de 200 à 380Hz, puissances calculées à l'aide de l'approche distribuée en fonction de la fréquence pour différentes valeurs de résistance (mode 2)</b>	<b>p.97</b>
<b>Figure 3.16</b>	<b>Variation de la puissance en fonction de la charge résistive en court-circuit et circuit ouvert à la fréquence de résonance pour le premier mode (mode 1)</b>	<b>p.97</b>
<b>Figure 3.17</b>	<b>Zoom sur la plage de fréquence allant de 4 à 18Hz, puissances calculées à l'aide de l'approche distribuée (a) et localisée (b) en fonction de la fréquence pour différentes valeurs de résistance (mode 1)</b>	<b>p.99</b>
<b>Figure 3.18</b>	<b>Variation de la puissance en fonction de la charge résistive en court-circuit et circuit ouvert à la fréquence de résonance pour le premier mode</b>	<b>p.99</b>
<b>Figure 3.19</b>	<b>Schéma du dispositif de mesure : le générateur, le pot vibrant avec la poutre résonante piézoélectrique</b>	<b>p.100</b>
<b>Figure 3.20</b>	<b>Détermination du coefficient d'amortissement (premier mode de vibration)</b>	<b>p.102</b>
<b>Figure 3.21</b>	<b>Puissances mesurées pour plusieurs valeurs de résistances externes (premier mode de vibration)</b>	<b>p.102</b>
<b>Figure 3.22</b>	<b>Puissances simulées et mesurées pour une valeur de résistance de 22k</b>	<b>p.104</b>
<b>Figure 3.23</b>	<b>Puissances simulées et mesurées pour une valeur de résistance de 122k</b>	<b>p.104</b>
<b>Figure 3.24</b>	<b>Puissances simulées et mesurées pour une valeur de résistance de 222k</b>	<b>p.104</b>
<b>Figure 3.25</b>	<b>Prototype du convertisseur réalisé en PZT<sub>27</sub> monté sur le pot vibrant pour la réalisation du test avec la masse</b>	<b>p.105</b>
<b>Figure 3.26</b>	<b>Puissances simulées et mesurées pour une valeur de résistance de 122k et une masse en bout de poutre (M = 10g)</b>	<b>p.106</b>
<b>Figure 3.27</b>	<b>Puissances simulées pour une valeur de résistance de 122k et une masse en bout de poutre de 10g avec différents types de matériau</b>	<b>p.108</b>
<b>Figure 3.28</b>	<b>Puissances simulées pour une valeur de résistance de 122k et des masses en bout de poutre variables</b>	<b>p.109</b>
<b>Figure 3.29</b>	<b>Puissances simulées pour une valeur de résistance de 122k et une masse en fin de poutre de 10g lors de la variation de la longueur de la poutre en conservant le même volume de matière piézoélectrique (b = 1.3cm)</b>	<b>p.109</b>
<b>Figure 3.30</b>	<b>Puissances simulées pour une valeur de résistance de 122k et une masse en fin</b>	<b>p.110</b>

de poutre de 10g lors de la variation de la longueur de la poutre en conservant le même volume de matière piézoélectrique ( $L = 6.5\text{cm}$ )

<b>CHAPITRE 4</b>	<b>p.113</b>
<b>Figure 4.1</b> Circuit d'extraction d'énergie [ARR 12]	<b>p.116</b>
<b>Figure 4.2</b> Circuit électrique équivalent représentant le transducteur électromagnétique [ARR 12]	<b>p.117</b>
<b>Figure 4.3</b> Schéma du système de suspension avec la représentation de l'emplacement du convertisseur d'énergie	<b>p.118</b>
<b>Figure 4.4</b> Circuit représentant la transformation électromagnétique	<b>p.119</b>
<b>Figure 4.5</b> Schéma de la structure du transducteur électromagnétique et de l'empilement des aimants permanents	<b>p.119</b>
<b>Figure 4.6</b> Schéma électrique de la connexion en parallèle des enroulements et de la charge résistive	<b>p.122</b>
<b>Figure 4.7</b> Prototype n°1 intégré dans le corps d'un amortisseur	<b>p.127</b>
<b>Figure 4.8</b> Circuit magnétique (a) intégré à un amortisseur appartenant au prototype n°2 (b) sans souci de réduction des forces magnétiques	<b>p.128</b>
<b>Figure 4.9</b> Prototype n°3 du convertisseur électromagnétique intégré dans le corps d'un amortisseur	<b>p.129</b>
<b>Figure 4.10</b> Prototype optimisé n°4 (b) intégré à un amortisseur (a)	<b>p.129</b>
<b>Figure 4.11</b> Proposition d'une nouvelle topologie de circuit magnétique intégrable dans le corps d'un amortisseur prenant en compte la réduction des forces magnétiques	<b>p.130</b>
<b>Figure 4.12</b> Modèle de référence MEF du convertisseur électromagnétique estimant l'énergie convertie en fonction d'une sollicitation mécanique externe	<b>p.131</b>
<b>Figure 4.13</b> Courbe de première aimantation de l'acier XC10 (C15)	<b>p.132</b>
<b>Figure 4.14</b> (a) Flux d'induction magnétique vue par chacune des bobines et dans la zone dite supérieure (voir Figure 4.11), (b) calcul du terme non-linéaire $r(y_p, t)$ pour chacune des bobines et (c) évolution des courants, (d) forces magnétiques mesurées pour chaque bobines et (e) force magnétique résultante et force de denture	<b>p.134</b>
<b>Figure 4.15</b> Bond Graph à mots du système complet. Le récupérateur d'énergie est intégré à la suspension	<b>p.135</b>
<b>Figure 4.16</b> Bond Graph à mots du convertisseur électromagnétique couplé à un circuit de restitution de l'énergie	<b>p.135</b>
<b>Figure 4.17</b> Modèle de référence Bond Graph du convertisseur électromagnétique estimant l'énergie convertie en fonction d'une sollicitation mécanique externe - prototype n°4	<b>p.136</b>
<b>Figure 4.18</b> Equipement pour les tests : le banc hydraulique, l'amortisseur et le circuit de récupération d'énergie intégré et son circuit électrique	<b>p.138</b>
<b>Figure 4.19</b> Equipement pour les tests (a) : le banc hydraulique, l'amortisseur et le capteur à jauges extensiométriques (b)	<b>p.139</b>
<b>Figure 4.20</b> Prototype n°4 du convertisseur électromagnétique intégré dans le corps d'un amortisseur monté sur un banc hydraulique pour la réalisation de test	<b>p.139</b>

<b>Figure 4.21 (c) Résultats de simulation par éléments finis (b) et des mesures expérimentales de la force générée par un disque (a)</b>	<b>p.140</b>
<b>Figure 4.22 (c) Résultats de simulation et expérimentale (b) du nouvelle arrangement de disques (a) réduisant significativement les forces magnétiques</b>	<b>p.141</b>
<b>Figure 4.23 Puissances et tensions mesurées pour une valeur de résistance de charge de 46.5k et une vitesse linéaire de 0.75m/s</b>	<b>p.142</b>
<b>Figure 4.24 Puissances et tensions mesurées pour une valeur de résistance de charge de 46.5k et une vitesse linéaire de 1m/s</b>	<b>p.143</b>
<b>Figure 4.25 Forces totales mesurées pour une vitesse linéaire de 0.75m/s</b>	<b>p.144</b>
<b>Figure 4.26 Forces totales mesurées pour une vitesse linéaire de 1m/s</b>	<b>p.144</b>
<b>CHAPITRE 5</b>	<b>p.147</b>
<b>Figure 5.1 Suspension du véhicule avec un récupérateur d'énergie piézoélectrique et un récupérateur d'énergie électromagnétique intégrés</b>	<b>p.150</b>
<b>Figure 5.2 Bond Graph à mots du système complet</b>	<b>p.150</b>
<b>Figure 5.3 Système complet avec le récupérateur d'énergie piézoélectrique intégré à la masse non-suspendue et le récupérateur électromagnétique intégré à l'amortisseur</b>	<b>p.152</b>
<b>Figure 5.4 Bond Graph à mots du sous-système de stockage et de restitution de l'énergie</b>	<b>p.153</b>
<b>Figure 5.5 Evolution de la puissance et de la tension instantanée lorsque le véhicule passe sur un dos d'âne avec une vitesse de 30km/h – avec le modèle quart de véhicule</b>	<b>p.155</b>
<b>Figure 5.6 Evolution de la puissance et de la tension instantanée – avec le modèle demi-véhicule</b>	<b>p.155</b>
<b>Figure 5.7 Evolution de l'énergie totale injectée (en noir), de l'énergie cinétique totale (en vert), de l'énergie potentielle totale (en bleu) et l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le récupérateur d'énergie piézoélectrique couplé au quart de véhicule</b>	<b>p.156</b>
<b>Figure 5.8 Evolution de l'énergie totale injectée (en noir) et de l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le récupérateur d'énergie électromagnétique couplé au modèle quart de véhicule</b>	<b>p.157</b>
<b>Figure 5.9 L'énergie totale injectée (en noir), l'énergie cinétique et l'énergie dissipée (en rouge) dans le récupérateur d'énergie piézoélectrique au quart de véhicule</b>	<b>p.157</b>
<b>Figure 5.10 L'énergie totale injectée (en noir) et l'énergie dissipée (en rouge) dans le récupérateur d'énergie électromagnétique au quart de véhicule</b>	<b>p.158</b>
<b>Figure 5.11 Evolution de la puissance et de la tension instantanée lorsque le véhicule emprunte un dos d'âne avec une vitesse de 30km/h – avec le modèle de demi-véhicule</b>	<b>p.159</b>
<b>Figure 5.12 L'énergie totale injectée (en noir) et l'énergie dissipée (en rouge) dans le récupérateur d'énergie piézoélectrique situé à l'arrière du véhicule</b>	<b>p.160</b>
<b>Figure 5.13 L'énergie totale injectée (en noir) et l'énergie dissipée (en rouge) dans le récupérateur d'énergie électromagnétique situé à l'arrière du véhicule</b>	<b>p.160</b>
<b>Figure 5.14 Classification des profils de route (a) en accord avec la norme ISO 8606 [LOP 17] et profils de routes générés artificiellement utilisés comme variable d'entrée de nos modèles (b)</b>	<b>p.161</b>
<b>Figure 5.15 Evolution de la puissance et de la tension instantanée lorsque le véhicule emprunte une route de classe A-B à une vitesse de 20km/h – avec le modèle quart-véhicule</b>	<b>p.162</b>
<b>Figure 5.16 Evolution de la force magnétique totale lorsque le véhicule emprunte une route de classe A-B à une vitesse de 20km/h – avec le modèle quart de véhicule</b>	<b>p.162</b>
<b>Figure 5.17 Evolution de l'énergie totale injectée (en noir), de l'énergie cinétique totale (en vert),</b>	<b>p.163</b>

de l'énergie potentielle totale (en bleu) et l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le récupérateur d'énergie piézoélectrique (a) et dans le récupérateur d'énergie électromagnétique (b) couplés au quart de véhicule

- Figure 5.18** Evolution de la puissance et de la tension instantanée lorsque le véhicule emprunte une route de classe E-F à une vitesse de 20km/h – avec le modèle quart-véhicule p.164
- Figure 5.19** Evolution de la force magnétique totale lorsque le véhicule emprunte une route de classe E-F à une vitesse de 20km/h – avec le modèle quart de véhicule p.164
- Figure 5.20** L'énergie totale injectée (en noir), l'énergie cinétique totale (en vert), l'énergie potentielle totale (en bleu) et l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le récupérateur d'énergie piézoélectrique (a) et dans le récupérateur d'énergie électromagnétique (b) couplé au quart de véhicule p.165
- Figure 5.21** Résultats en sortie des récupérateurs d'énergie avec le modèle de quart de véhicule pour un dos d'âne p.167
- Figure 5.22** Résultats en sortie des récupérateurs d'énergie avec le modèle de quart de véhicule pour un revêtement de route A-B p.168
- Figure 5.23** Résultats en sortie des récupérateurs d'énergie avec le modèle de quart de véhicule pour un revêtement de route E-F p.169
- Figure 5.24** Poutre piézoélectrique attachée à la masse non-suspendue d'une voiture légère (a). Des tests ont été réalisés pour plusieurs vitesses de véhicule (b) p.170
- Figure 5.25** Voies du tramway traversées lors des essais sur route p.170
- Figure 5.26** Comparaison entre les mesures expérimentales et les résultats de simulation obtenus avec des profils artificiels pour une vitesse de 10km/h p.171
- Figure 5.27** Comparaison entre les mesures expérimentales et les résultats de simulation obtenus avec des profils artificiels pour une vitesse de 30km/h p.171
- Figure 5.28** Tension et puissance mesurée lors de la traversée des voies de tramway par le véhicule avec une vitesse de 50km/h p.172

# LISTES DES TABLEAUX

<b>CHAPITRE 1</b>	<b>p.5</b>
<b>Tableau 1</b> Avantages et inconvénients des récupérateurs électromagnétiques de type macro et micro	<b>p.14</b>
<b>Tableau 2</b> Avantages et inconvénients des récupérateurs électromagnétiques de type classique et hybride	<b>p.15</b>
<b>Tableau 3</b> Avantages et inconvénients des récupérateurs électromagnétiques en fonction de leurs bandes passantes	<b>p.16</b>
<b>Tableau 4</b> Avantages et inconvénients des récupérateurs piézoélectriques en fonction du type de matériaux	<b>p.18</b>
<b>Tableau 5</b> Avantages et inconvénients des récupérateurs piézoélectriques en fonction du nombre de couches actives	<b>p.19</b>
<b>Tableau 6</b> Avantages et inconvénients des récupérateurs piézoélectriques en fonction des éléments utilisés	<b>p.19</b>
<b>Tableau 7</b> Avantages et inconvénients des récupérateurs piézoélectriques en fonction du nombre de poutres	<b>p.20</b>
<b>Tableau 8</b> Avantages et inconvénients des récupérateurs piézoélectriques non-linéaires	<b>p.23</b>
<b>Tableau 9</b> Avantages et inconvénients des récupérateurs piézoélectriques linéaires et non-linéaires de section rectangulaire	<b>p.23</b>
<b>Tableau 10</b> Avantages et inconvénients des récupérateurs piézoélectriques linéaires et non-linéaires couplés magnétiquement	<b>p.24</b>
<b>Tableau 11</b> Avantages et inconvénients des récupérateurs piézoélectriques non-linéaires hybrides	<b>p.24</b>
<b>Tableau 12</b> Avantages et inconvénients des récupérateurs piézoélectriques non-linéaires suivant différentes configurations	<b>p.26</b>
<b>Tableau 13</b> Classification des récupérateurs d'énergie [GUY 11]	<b>p.30</b>
<b>Tableau 14</b> Avantages et inconvénients des condensateurs en fonction du type d'accumulateur électrochimique	<b>p.32</b>
<b>Tableau 15</b> Fonctions assurées suivants les différents types de condensateurs [BEA 07]	<b>p.35</b>
<b>Tableau 16</b> Performances de chaque condensateur adapté à la récupération d'énergie en fonction de la nature de son isolant et la valeur de sa permittivité [BEA 07]	<b>p.35</b>

<b>Tableau 17</b>	<b>Gammes des capacités couvertes par les différentes familles [BEA 07]</b>	<b>p.36</b>
<b>Tableau 18</b>	<b>Caractéristiques des super-condensateurs [BEA 07]</b>	<b>p.37</b>
<b>Tableau 19</b>	<b>Avantages et inconvénients des récupérateurs d'énergie piézoélectrique intégrables dans les connexions planes telles que le pneu dans une suspension automobile</b>	<b>p.41</b>
<b>Tableau 20</b>	<b>Avantages et inconvénients des dispositifs de récupérations d'énergie intégrables dans les éléments flexibles tels que les amortisseurs dans une suspension automobile</b>	<b>p.43</b>
<b>CHAPITRE 2</b>		<b>p.49</b>
<b>Tableau 1</b>	<b>Mode de structures et fréquences propres associées</b>	<b>p.57</b>
<b>Tableau 2</b>	<b>Paramètres du modèle Bond Graph du quart de véhicule [ESM 03]</b>	<b>p.67</b>
<b>Tableau 3</b>	<b>Paramètres du modèle Bond Graph du demi-véhicule [ESM 03]</b>	<b>p.68</b>
<b>CHAPITRE 3</b>		<b>p.75</b>
<b>Tableau 1</b>	<b>Paramètres géométriques et constante du matériau piézoélectrique</b>	<b>p.93</b>
<b>Tableau 2</b>	<b>Fréquences de résonance de la poutre piézoélectrique pour les trois premiers modes de vibration</b>	<b>p.94</b>
<b>Tableau 3</b>	<b>Confrontation des deux approches à la première fréquence de résonance (11.33Hz) avec les résultats issus des Figures 3.17 et 3.18</b>	<b>p.100</b>
<b>Tableau 4</b>	<b>Paramètres géométriques, matériels, et électromagnétiques du système de récupération d'énergie testée</b>	<b>p.101</b>
<b>Tableau 5</b>	<b>Confrontation simulation/expérience avec les résultats en fréquence issus des Figures 3.21, 3.22 et 3.23</b>	<b>p.103</b>
<b>Tableau 6</b>	<b>Confrontation simulation/expérience avec les résultats en fréquence issus des Figures 3.21, 3.22 et 3.23</b>	<b>p.105</b>
<b>Tableau 7</b>	<b>Confrontation simulation/expérience avec les résultats en fréquence issus de la Figure 3.25</b>	<b>p.106</b>
<b>Tableau 8</b>	<b>Confrontation simulation/expérience avec les résultats en fréquence issus de la Figure 3.25</b>	<b>p.107</b>
<b>CHAPITRE 4</b>		<b>p.113</b>
<b>Tableau 1</b>	<b>Synthèse des paramètres prépondérants dans le dimensionnement des aimants au regard de leur influence sur la récupération d'énergie</b>	<b>p.125</b>
<b>Tableau 2</b>	<b>Synthèse des paramètres prépondérants dans le dimensionnement des bobines au regard de leur influence sur la récupération d'énergie</b>	<b>p.126</b>
<b>Tableau 3</b>	<b>Paramètres matériels et électromagnétiques du système de récupération d'énergie testée</b>	<b>p.130</b>
<b>Tableau 4</b>	<b>Ecart entre les résultats de simulations avec le modèle MEF</b>	<b>p.141</b>
<b>Tableau 5</b>	<b>Résultats de simulation (MEF et BG) et d'expérience pour différentes vitesses imposées en entrée du modèle</b>	<b>p.143</b>
<b>Tableau 6</b>	<b>Résultats de simulation (MEF et BG) et d'expérience pour différentes vitesses imposées en entrée du modèle</b>	<b>p.145</b>

# INTRODUCTION

---

Aujourd'hui, le nombre de capteurs ainsi que les fonctions électroniques associées dans le secteur automobile augmente afin de rendre les véhicules de plus en plus compétitifs. On estime qu'en 2020, l'électronique représentera 50% de la valeur ajoutée d'une voiture [INT 1]. Ces fonctions qui peuvent être à la fois complexes comme celle d'antiblocage des roues ou très simples comme la mesure de pression des pneumatiques ont toutes besoin d'être approvisionnées en énergie électrique avec des niveaux différents. L'un des défis majeurs à venir est de proposer une source d'énergie propre et renouvelable. L'alimentation directe des capteurs par une batterie n'étant pas recommandée en raison du coût de l'installation dû aux fils par exemple, les techniques de récupération d'énergie semblent remplir ces critères et être capables de répondre aux besoins des capteurs à faible consommation.

Il convient également de souligner que les performances des techniques de récupération d'énergie ont fortement augmenté ces dernières années quelque soit la technologie et le matériau employés, de même que les stratégies de gestion de l'énergie avec le développement de nouveaux circuits électriques de stockage et de restitution d'énergie. En parallèle, la consommation électrique des composants et des circuits diminue, ce qui accroît l'intérêt pour une nouvelle génération de circuits à récupération d'énergie.

Dans le cadre de cette thèse, l'objectif principal est de récupérer suffisamment d'énergie afin par exemple, soit d'alimenter un microcontrôleur, soit des capteurs, soit de réaliser le contrôle santé des pièces ou encore de rendre l'amortisseur au sein d'une suspension d'un véhicule semi-actif autonome en fonction du niveau d'énergie récupéré.

Deux sources d'énergie restent peu exploitées à ce jour dans une automobile : les déplacements liés à la liaison au sol et les vibrations du moteur. En général, les mouvements

de la roue par rapport à la caisse sont contrôlés par des systèmes dissipatifs comme les amortisseurs et cette énergie est alors dissipée sous forme de chaleur. Or les mouvements de la roue, par rapport au sol ou à la caisse sont induits par l'avancement du véhicule sur un sol irrégulier et des routes qui ne sont jamais strictement planes et droites. Ils sont donc présents de manière subie et il est dommage de ne pas en profiter. De la même manière, les vibrations des moteurs thermiques sont supportées par le véhicule. Comme la suspension automobile est la pièce principale faisant la liaison entre la route et l'habitacle, elle reçoit à la fois les vibrations dues à l'état de surface de la route, au moteur et est également soumise à de grands déplacements [ABD 18]. Dans la littérature, l'énergie vibratoire récupérée peut couvrir une large bande fréquentielle. Les vibrations qui ont un grand intérêt pour notre étude, sont incluses entre 0.5 et 150Hz et correspondent aux modes de corps rigides et aux modes de structures. Cette thèse se focalise sur la récupération d'énergie sur les amortisseurs et dans une suspension automobile. Compte tenu des types de déplacement disponibles dans la suspension, il est naturel de s'orienter vers des techniques électromagnétiques pour la récupération d'énergie liée aux grands déplacements et vers des techniques piézoélectriques pour les vibrations.

Ces travaux de recherche ont été réalisés dans le cadre d'un contrat CIFRE avec le partenariat de l'entreprise SOBEN située à Cahors (46), le laboratoire de recherche de l'Institut d'Électronique, de Microélectronique et de Nanotechnologie(IEMN DOAE) à Valenciennes (59) et le laboratoire de recherche de l'École Supérieure des Technologies Industrielles Avancées(ESTIA Recherche) à Bidart (64).

La société SOBEN est spécialisée dans le développement des amortisseurs et a comme objectif de développer un amortisseur semi-actif autonome, en s'appuyant sur les connaissances scientifiques des deux autres laboratoires de recherche, tandis que l'IEMN DOAE travaille sur le développement de la récupération d'énergie vibratoire à l'aide de la piézoélectricité. ESTIA Recherche est pour sa part une structure de recherche pluridisciplinaire qui s'intéresse à l'intégration d'un convertisseur électromagnétique dans des systèmes réels. Ce travail a donc été effectué en synergie avec ces trois partenaires.

Ce manuscrit de thèse s'articule autour de cinq chapitres, qui peuvent être présentés de la façon suivante :

Le **Chapitre 1** positionne le contexte de notre étude, en dressant un bref descriptif de la suspension automobile et des techniques de récupération d'énergie. Le besoin en énergie pour

alimenter un amortisseur semi-actif est ensuite défini. De plus, afin d'intégrer au mieux les récupérateurs d'énergie et optimiser leur rendement, une analyse fonctionnelle de la suspension [LAF 15] a été réalisée afin de les positionner dans les zones les plus favorables. Cette partie expose les attentes industrielles et justifie les choix de conception.

Le **Chapitre 2** s'intéresse aux énergies vibratoires générées au sein du système de suspension automobile lorsque ce dernier est soumis à une excitation extérieure provenant soit du sol, soit du moteur ou de la caisse. La solution retenue pour effectuer le bilan en puissance sur chacun des éléments de la suspension est le langage Bond Graph en raison de la capacité de cette technique à traduire les effets physiques et les échanges énergétiques au sein d'un système.

Le **Chapitre 3** présente les travaux visant à l'intégration d'un récupérateur d'énergie piézoélectrique dans une suspension automobile. Dans un premier temps, la conversion d'énergie est modélisée à l'aide du langage Bond Graph. Puis, dans un second temps, les résultats de simulation sont analysés et comparés avec ceux obtenus lors d'essais afin de valider les modèles. Suite à cette analyse, une configuration optimale est proposée [LAF 18].

Le **Chapitre 4** expose les travaux visant à l'intégration d'un récupérateur d'énergie de type électromagnétique dans le corps d'un amortisseur [TAL 12]. En particulier sont donnés et explicités les fonctionnalités et les contraintes, les choix stratégiques et les hypothèses de travail. L'organisation de ce chapitre est détaillée de la manière suivante : dans un premier temps, la conversion d'énergie dans un amortisseur est modélisée à partir des calculs théoriques [LAF 14], en langage Bond Graph ; dans un second temps, les résultats de simulation obtenus sont illustrés sur des cas d'études et les performances atteintes sont analysées et comparées à des mesures réalisées sur un démonstrateur.

Le **Chapitre 5** constitue une synthèse de l'ensemble du travail de thèse puisque les deux sous-systèmes de récupération d'énergie sont cette fois-ci intégrés au modèle de la suspension. Afin de compléter l'analyse, une modélisation du circuit de restitution et du stockage d'énergie est également proposée et permet une étude qualitative et quantitative des performances des systèmes de récupération d'énergie électromagnétique et piézoélectrique. A la fin du chapitre, des tests sur route avec le récupérateur d'énergie piézoélectrique sont réalisés afin de valider l'analyse théorique.

Récupération d'énergie dans une suspension  
automobile pour l'alimentation d'un  
amortisseur semi-actif autonome

*CHAPITRE 1*

# RECUPERATION D'ENERGIE DANS UNE SUSPENSION AUTOMOBILE POUR ALIMENTER UN AMORTISSEUR SEMI-ACTIF AUTONOME

---

## Introduction

<b>1.1 Suspension automobile</b>	<b>p.7</b>
1.1.1 Détail sur le fonctionnement d'une suspension de type Macpherson	p.8
1.1.2 Les différentes catégories d'amortisseur	p.10
<b>1.2 Les besoins en énergie</b>	<b>p.13</b>
1.2.1 Fonction d'un amortisseur semi-actif autonome	p.13
1.2.2 Estimation de la consommation d'énergie et des performances attendues	p.13
<b>1.3 Dispositifs de récupération d'énergie</b>	<b>p.15</b>
1.3.1 Conversion électromagnétique	p.16
1.3.2 Conversion piézoélectrique	p.20
1.3.3 Configurations non-linéaires	p.24
1.3.4 Conclusion sur les récupérateurs	p.29
<b>1.4 Gestion et stockage de l'énergie récupérée</b>	<b>p.30</b>
1.4.1 Extraction de l'énergie	p.30
1.4.2 Stockage de l'énergie	p.35
<b>1.5 Localisation de l'énergie disponible dans une suspension</b>	<b>p.41</b>
<b>1.6 Conclusion</b>	<b>p.49</b>

## **INTRODUCTION**

Ce chapitre a comme objectif principal d'introduire et de rappeler les notions essentielles concernant le système de la suspension automobile, puis d'argumenter sur les choix technologiques qui ont été mis en œuvre sur le véhicule et sur l'emplacement des récupérateurs d'énergie.

En premier lieu, étant donné que l'amortisseur est une des pièces maîtresses de la suspension automobile, nous nous focaliserons plus particulièrement sur cet élément en introduisant les différentes versions existantes : passive, semi-active et active. Nous verrons en outre que la quantité d'énergie requise en sortie des récupérateurs suffit au fonctionnement des amortisseurs semi-actifs autonomes.

Une fois les éléments majeurs de la suspension définis et le besoin clarifié, une revue de la littérature sur les récupérateurs d'énergie sera réalisée dans un deuxième temps. Le but est de les classer en fonction du type de déplacements mécaniques à convertir.

Dans un troisième temps, comme l'énergie en sortie des récupérateurs ne peut être utilisée directement, un état de l'art sur les aspects de gestion et de stockage sera formulé. De plus, afin de localiser les zones les plus propices à la récupération d'énergie, les flux circulant dans une suspension automobile seront étudiés à partir d'une analyse fonctionnelle.

En conclusion de cette partie, nous aboutirons au fil conducteur que nous suivrons tout au long de cette thèse.

### **1.1. LA SUSPENSION AUTOMOBILE**

Afin de situer le contexte de cette étude, nous nous intéresserons tout d'abord au système mécanique sur lesquelles récupérateurs d'énergie seront intégrés : il s'agit ici de la suspension d'une automobile. Bien connaître son rôle et son fonctionnement est essentiel afin de permettre une intégration judicieuse sans modification majeure et sans gêne des déplacements des éléments par rapport aux autres.

Pour rappel, le rôle prédominant d'une suspension est avant tout d'absorber les chocs provenant des irrégularités de la route et d'atténuer les vibrations issues du fonctionnement du véhicule, tout en maintenant un contact entre la roue et le sol. Le choix du type de suspension (**Annexe 2**) dépend de son emplacement dans le véhicule (avant ou arrière) mais aussi des performances souhaitées par les constructeurs. En outre, la suspension est un organe

## CHAPITRE 1

complexe qui est en constante évolution comme le montre l'évolution historique décrite en **Annexe 1**. Nous retiendrons pour notre part la suspension de type Macpherson [**JAZ 14**] car c'est la plus communément utilisée et nous détaillerons ses fonctionnalités. De plus, sachant que l'amortisseur est l'une des pièces maîtresses de la suspension, nous nous concentrerons ensuite sur ce dernier.

### 1.1.1. Détail sur le fonctionnement d'une suspension de type Macpherson

Comme expliqué précédemment, la suspension d'une voiture est l'un des organes principaux du véhicule assurant le confort des occupants ainsi qu'une conduite sûre. Plus précisément, elle joue dans un premier temps le rôle d'un filtre passe bas pour réduire les perturbations liées à la route comme les vibrations et les oscillations rapides. De même, la suspension isole le véhicule des perturbations internes créées lors de prises de virages ou bien lors des accélérations et des décélérations du véhicule, mais aussi de celles dues aux vibrations du moteur. Les perturbations internes et externes étant constamment lissées, les variations d'accélération sont alors mieux supportées par les passagers et les marchandises [**MEM 14b**]. En outre, l'usure de l'ensemble des pièces mécaniques composant la suspension est réduite car elles sont moins soumises à une répétition des chocs.

Dans un second temps, la suspension doit aussi supporter la masse du véhicule, tout en réagissant aux variations de charges comme par exemple la modification du nombre de passagers, le poids des marchandises et leur localisation dans le véhicule. Il s'agit d'éviter que le système s'affaisse au fur et à mesure de la progression du véhicule sur la route à cause de son poids. De plus, les roues doivent adhérer en permanence à la route pour assurer une bonne tenue du véhicule. L'adhérence des pneumatiques est ici garantie par l'action vers le bas des ressorts de la suspension [**MEM 14a**]. Ainsi lorsque le véhicule évolue sur une chaussée déformée, cela évite :

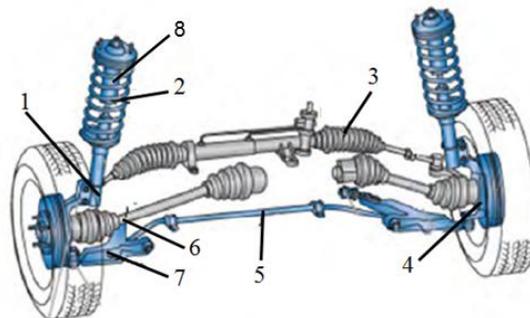
- à l'arrêt ou à basse vitesse, le non-contact au sol d'une des roues,
- que le véhicule reste collé au sol à cause de déformations brusques du profil routier,
- la perte d'adhérence des roues et donc une perte de contrôle de la trajectoire du véhicule,
- l'inconfort des passagers ou la destruction des marchandises transportées [**MEM 14a**].

Outre ces différents aspects, la suspension est également soumise à des limites technologiques : en effet, la course de la suspension étant bornée, le confort et la tenue de route du véhicule ne sont pas toujours préservés lorsque les courses maximales sont atteintes.

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

C'est le cas des suspensions traditionnelles dites passives. Pour le cas des autres suspensions, c'est-à-dire semi-actives ou actives, les coefficients de raideur et d'amortissement peuvent être transformés à partir d'un système annexe [SAV 10] dont les paramètres sont obtenus via des capteurs qui mesurent à tout moment le débattement de la suspension, la vitesse de la voiture, l'angle de braquage du volant, etc. Dans le cas d'une suspension active, la rigidité et la hauteur de caisse sont modifiables, tandis que dans une suspension semi-active, seule la rigidité peut être adaptée. De plus amples informations sur les différentes technologies d'amortissement seront présentées dans le sous-chapitre 1.1.2.

Le détail des éléments constituant la suspension de type Macpherson est donné **Figure 1.1**. Pour que le châssis et les roues ne forment pas une liaison rigide, la suspension est décomposée en plusieurs éléments joignant les masses dites non-suspendues (roue, système de freinage, système de fixation) et les masses dites suspendues (châssis, charges supplémentaires embarquées, passagers, et toutes les pièces fixées au châssis). La liaison du châssis et des roues est réalisée par l'intermédiaire d'éléments flexibles ou élastiques (ressorts), d'éléments dissipatifs (amortisseurs) et d'éléments mécaniques (jambe de force, direction, porte fusée, cardan, triangle inférieur). Ces éléments sont décrits en détail en **Annexe 3**.



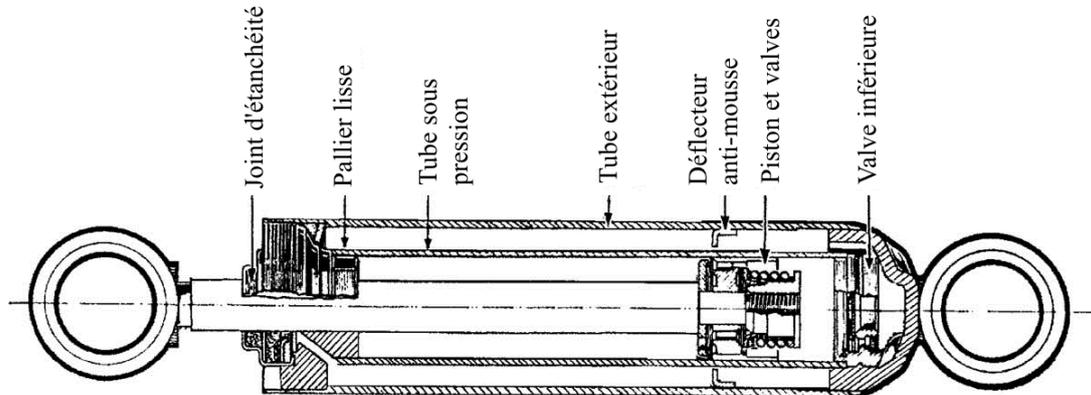
**Figure 1.1 Pièces principales d'une suspension de type Macpherson : (1) jambe de force Macpherson, (2) ressort hélicoïdal, (3) direction, (4) porte-fusée, (5) barre stabilisatrice, (6) cardan, (7) triangle inférieur de suspension, (8) amortisseur**

Les fonctions premières de la suspension étant définies, il est essentiel de vérifier qu'elles restent inchangées après l'intégration des récupérateurs d'énergie. Cela signifie que cet aspect doit être pris en compte durant toute la phase de conception.

### 1.1.2. Les différentes catégories d'amortisseur

Afin d'introduire la notion d'amortisseur semi-actif autonome (semi-actif), il est nécessaire de détailler les trois catégories d'amortisseurs tubulaires existantes :

- l'amortisseur passif : c'est un système conventionnel constitué principalement d'un ressort et d'un amortisseur [DIX 07]. Ces deux composantes travaillent mécaniquement en parallèle et sont fixées entre les masses suspendue et non-suspendue. La **Figure 1.2** montre un exemple d'amortisseur télescopique passif.

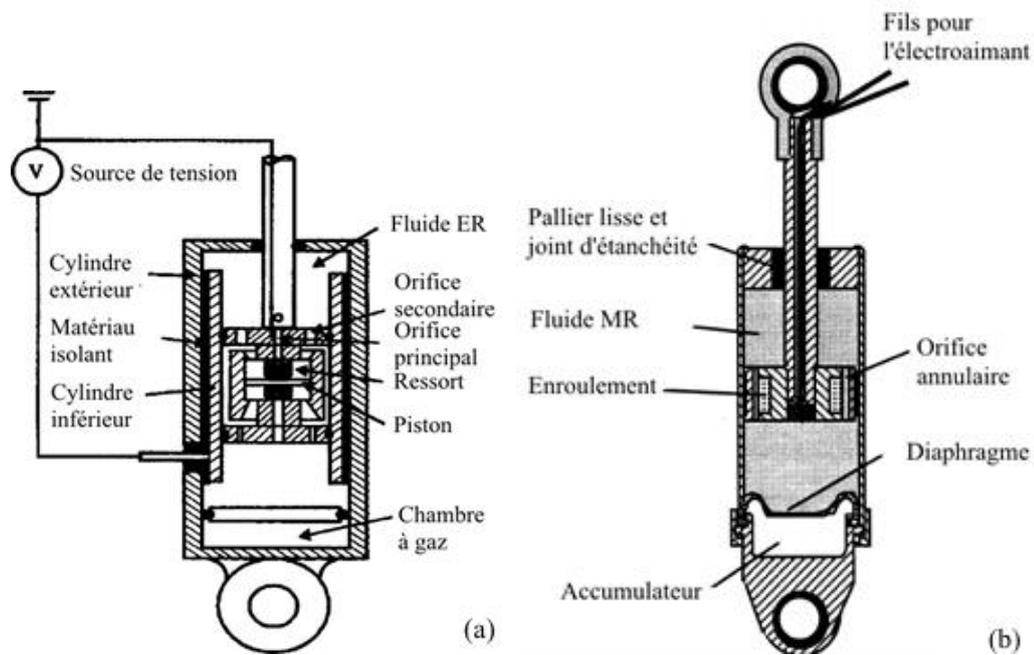


**Figure 1.2** Vue en coupe d'un amortisseur télescopique classique de type « passif » dont les principaux éléments sont mis en avant [DIX 07]

- l'amortisseur semi-actif : il fonctionne sur le même principe que l'amortisseur passif. Sa spécificité réside dans la capacité à jouer sur la raideur de l'amortisseur au moyen d'un calculateur actionnant l'ouverture et la fermeture de clapets afin de faire varier le niveau du liquide hydraulique. Les informations sont reçues par le calculateur via des capteurs. Notons que les perturbations extérieures ne sont pas prises en compte dans la boucle de régulation. Les principales technologies d'amortisseurs présentes sur le marché sont : les amortisseurs électrohydrauliques [GUG 08] dont la taille des orifices est adaptable et les amortisseurs magnétorhéologiques [GUG 08, MIN 11] et électrorhéologiques [HAO 02] dont la viscosité des fluides est ajustable. La **Figure 1.3** propose une vue en coupe d'un amortisseur semi-actif de type électrorhéologique (**Figure 1.3.a**) et de type magnétorhéologique (**Figure 1.3.b**) afin d'illustrer les dispositifs mis en place pour modifier la viscosité du fluide. Plusieurs auteurs comme [YOA 02], [TAN 17], [SUN 17] et [ATA 17] proposent des lois de commande adaptées aux amortisseurs magnétorhéologiques. Il en est de même pour les amortisseurs électrorhéologiques comme par exemple [CHO 00] et [CHO 03a]. Deux catégories se détachent : les suspensions dites « adaptatives » dont les caractéristiques d'amortissement sont lentement modifiables de par un système de régulation en boucle ouverte et les suspensions dites « semi-actives » dont la boucle de régulation est fermée. L'intérêt de leur utilisation réside dans le fait d'avoir un système toujours dissipatif dont la sécurité, les performances dynamiques, la tenue de route du véhicule et le confort sont garantis. À titre d'exemple, [GUG 08] et [COL 10]

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

présentent des algorithmes de contrôle adaptés aux amortisseurs semi-actifs ainsi qu'à leurs applications. Dans le cadre de notre étude, il est intéressant également de citer le travail de [CHO 09] qui montre la faisabilité d'alimenter en énergie un amortisseur électro-rhéologique grâce à un système de récupération d'énergie en utilisant un système de pignons.



**Figure 1.3** Vue en coupe d'un amortisseur semi-actif de type électro-rhéologique (a) [CHO 03b] et de type magnétorhéologique (b) [PAN 98]

- l'amortisseur actif : il a comme fonctionnalités additionnelles par rapport aux deux autres types d'amortisseurs, la modification à la fois de la rigidité et de la hauteur de caisse. Pour ce faire, un actionneur supplémentaire est intégré pour le traitement des perturbations extérieures. Le fonctionnement de cet actionneur est dit à « basse fréquence » lorsque celui-ci est en série avec le ressort, à « haute fréquence » lorsqu'il est en parallèle avec le ressort et à « bande passante moyenne » lorsqu'il est à la fois en parallèle avec le ressort et l'amortisseur. Ce type d'amortisseur [XUE 11] peut être hydraulique comme dans d'autres travaux de [SUN 13] et [SUN 16], pneumatique ou bien électromagnétique [GYS 09] et [JON 08]. Le temps estimé de régulation dépend de la bande passante de l'actionneur. Cependant, une suspension est considérée comme complètement « active » quand cette durée est identique à celle du mouvement de la suspension. Les auteurs [MOC 14, YAG 08a, YAG 08b, OZE 17] proposent des lois de commande adaptées à ce type d'amortisseur. À notre connaissance, seul [YAN 17a] *et al.* montrent qu'il est possible de rendre la suspension autonome à l'aide d'un système de récupération d'énergie exploitant un moteur.

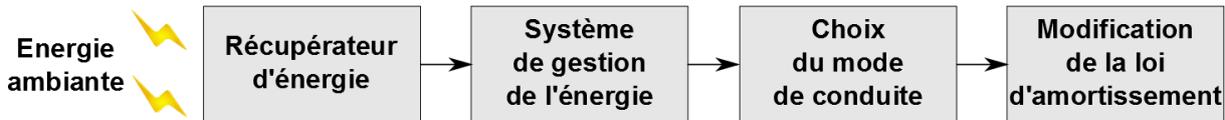
## CHAPITRE 1

Bien que chacune de ces solutions technologiques présente des avantages et des inconvénients [TSE 15], on peut constater que très peu d'entre elles offrent un fonctionnement autonome en énergie. En conséquence, nous souhaitons à travers ces travaux de thèse élargir le champ d'application de ce type d'amortisseur en proposant une solution innovante semi-active intégrant dorénavant la notion de récupération d'énergie. Dans ce but, il est nécessaire de faire un état de l'art des différentes technologies existantes. Avant tout chose, il est également essentiel de quantifier le besoin en énergie que requiert un tel système pour le rendre autonome. C'est donc ce qui est exposé dans le paragraphe qui suit.

### 1.2. LES BESOINS EN ENERGIE

#### 1.2.1. Fonctions d'un amortisseur semi-actif autonome

Si l'on cherche développer un amortisseur semi-actif autonome, ce dernier doit être capable à la fois de rectifier sa loi d'amortissement en fonction de l'état de la route, et d'autre part, d'évoluer vers une autonomie énergétique. À partir de ce constat, on peut définir l'architecture schématisée sur la **Figure 1.4**.



**Figure 1.4 Architecture d'un amortisseur semi-actif autonome**

Afin de contrôler les lois d'un amortisseur, il suffit d'adapter son débit par l'intermédiaire d'un clapet. Ainsi en fonction du positionnement du clapet sur un ou plusieurs orifices, le débit du fluide sera plus ou moins important et le comportement général de l'amortisseur en sera ainsi changé. Le conducteur aura donc plusieurs choix de mode de conduite en fonction de l'état de la route (sportive, urbaine, autoroute, ...). Concrètement cela signifie qu'un microcontrôleur doit être installé afin d'une part, de récupérer et stocker l'énergie ambiante nécessaire à son fonctionnement autonome et d'autre part, assurer la sélection du mode de conduite.

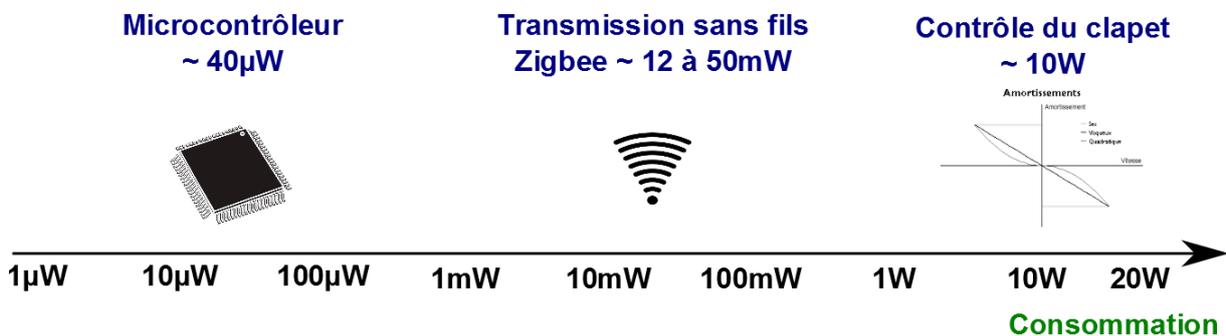
Par conséquent, les fonctionnalités attendues par le microcontrôleur délimitent les besoins énergétiques du système.

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

### 1.2.2. Estimation de la consommation d'énergie et des performances attendues

Comme vu au **Paragraphe 1.1.2**, les amortisseurs semi-actifs sont généralement de type magnétorhéologique, ce qui indique que les propriétés rhéologiques du fluide comme sa viscosité sont modifiées en fonction du champ électrique appliqué. Par exemple, les amortisseurs « MagneRide » [DEL 09] développés par la société Delphi ont une course totale variant entre 36mm et 46mm. En outre, chaque amortisseur a une consommation autour de 20W maximum [SLE 10]. Le pilotage de l'électronique de contrôle est géré indépendamment pour chaque amortisseur, et s'effectue à la fois en vitesse et en déplacement, tout en étant intégrable à l'ABS (système d'assistance au freinage) et à l'EPS (contrôle de la trajectoire du véhicule). Des capteurs évaluent en amont la vitesse et le déplacement du véhicule, ainsi que le degré d'importance des mouvements imprimés au volant et à la pédale de frein par le conducteur. L'analyse du style de conduite prédéfinit le mode de conduite. Si la conduite est dite sportive, l'intensité du courant et l'activité du système seront plus importantes. C'est l'inverse pour une conduite souple. En conclusion, l'activation du système dépend de la stratégie de contrôle choisie [SLE 10].

Les ordres de grandeur des puissances à fournir afin d'obtenir un système autonome sont difficiles à évaluer pour les autres types d'amortisseurs semi-actifs autonomes. Cependant, la **Figure 1.5** récapitule les consommations de chacun des éléments constituant ces systèmes et permet d'établir les objectifs à atteindre en termes de récupération d'énergie, les puissances requises variant de  $10\mu W$  à 20W.



**Figure 1.5** Consommation des éléments constituant un amortisseur semi-actif autonome

Les dernières recherches sur la récupération d'énergie démontrent la possibilité, à l'heure actuelle, de récupérer des puissances allant de l'ordre du microwatt au watt, ce qui est peu au vu de la **Figure 1.5** pour alimenter en continu un amortisseur semi-actif autonome. Le fonctionnement par intermittence du système semble être une piste intéressante, car les

## CHAPITRE 1

besoins en énergie sont limités lorsque le système ne fonctionne que sur un intervalle défini. Dans notre cas d'étude, la production d'énergie est fluctuante car directement liée aux conditions de route mais aussi à la conduite (freinage, accélération) et il apparaît prometteur de l'emmagasiner afin de l'employer à intervalles réguliers. A priori, ce choix n'est pas un problème dans la mesure où nous ne cherchons pas à changer de mode de fonctionnement à chaque instant mais seulement après une certaine période (changement de type de route), ni même à réaliser des mesures en continu. Vu sous cet angle, la notion de puissance nécessaire ne suffit plus et il faut la compléter par la valeur de l'énergie consommée afin de modifier la loi de l'amortisseur. Par exemple, si on note  $P_1$  la consommation en puissance de l'amortisseur et  $\Delta T_1$  le temps requis pour effectuer un changement de mode, on pourra avec un système de récupération d'énergie récoltant une puissance maximale  $P_2$  réaliser un changement de mode à chaque intervalle :

$$\Delta T_2 = \frac{P_1 \Delta T_1}{P_2} \quad (1)$$

Ce raisonnement démontre qu'un système de stockage est essentiel si l'on souhaite emmagasiner suffisamment d'énergie pour faire fonctionner le système complet quand cela est utile. Auparavant un état de l'art sur les moyens technologiques capables d'alimenter de tels systèmes doit être effectué.

### 1.3. DISPOSITIFS DE RECUPERATION DE L'ENERGIE

La récupération d'énergie se caractérise par la conversion d'énergie disponible (non utilisée) au sein d'un système en énergie électrique. Cette source d'énergie dite « propre » fait l'objet de nombreuses recherches [WEI 17a] en raison de son impact positif sur l'environnement. Son déploiement est également motivé par la recherche de l'accroissement du rendement général du système. Une des conditions primordiales pour convertir l'énergie excédentaire en énergie électrique, est que cette dernière puisse couvrir totalement le besoin du nouveau système. Pour cela, un système de récupération d'énergie est employé afin de la convertir, puis celle-ci est stockée dans un accumulateur. Les contraintes à prendre à compte lors de la conception d'un récupérateur d'énergie rendent ce processus spécifique et concernent à la fois : la disponibilité de l'énergie au sein du système, la quantité d'énergie convertie, le rendement du récupérateur et la capacité de stockage. À terme, l'intégration d'un nouveau système d'amortisseur embarqué alimenté par un récupérateur d'énergie devrait doter le véhicule de nouvelles fonctions ou faciliter l'exploitation des systèmes existants.

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

Dans le cadre de cette problématique, nos efforts s'orientent vers la récupération d'énergie issue des vibrations mécaniques avec la conversion des déplacements présents entre la roue et le corps du véhicule. Plusieurs travaux de recherche [HAR 13, BEE 05, KHA 10] contribuent déjà au développement de la récupération d'énergie issue des vibrations mécaniques, et ont pour vocation de remplacer complètement les éléments de stockage d'énergie comme les batteries. Ils sont basés sur des effets soit piézoélectrique [WAN 12, BER 12] (solicitation mécanique), soit électromagnétique [ERT 10] (effet inductif), soit électrostatique [KIM 11, LOP 13] (différence de potentiel entre les électrodes) ou hybrides [DON 08, MIN 12]. La sélection du dispositif dépend principalement des caractéristiques du mouvement à l'entrée, mais aussi des conditions aux limites. Le lecteur est invité à se référer à [HAR 11] qui dans son papier présente un bref historique des techniques de récupération d'énergie et de management de la puissance et de chargement des batteries ainsi qu'une revue de la littérature de 1826 à 2011. À titre d'exemple, les récupérateurs linéaires peuvent rallonger la durée de vie d'un ou de plusieurs implants [MOR 11, MOR 12], générer de la puissance à l'aide du mouvement du corps humain [SAH 08], entrer dans la composition d'un générateur inertiel [RAH 11, MAN 10a], et d'un alternateur pour haut-parleur [SAH 12] ou encore récolter l'énergie de faibles vibrations [FOI 12, HAT 09].

Notre choix se tourne vers deux types de conversion : la conversion électromagnétique bien adaptée au cas des grands déplacements et la conversion piézoélectrique plus utilisée pour les micro-déplacements. La conversion électrostatique a quant à elle été d'emblée écartée car elle ne permet pas une alimentation autonome lors de la mise en route du véhicule.

### 1.3.1. Conversion électromagnétique

Le fonctionnement d'un récupérateur électromagnétique est basé sur la force électromotrice induite (loi de Faraday [SPR 12]) dans une bobine par le mouvement d'un aimant dans un champ magnétique (**Figure 1.6**). Ce mouvement va générer une différence de potentiel et par conséquent l'établissement d'un courant dans la bobine. L'énergie est d'abord récupérée par un circuit de stockage, puis convertie et stockée. Les nombreuses applications et les niveaux de puissance obtenus de l'ordre du milliwatt au watt (**Annexe 4**) montrent l'intérêt de cette technique.

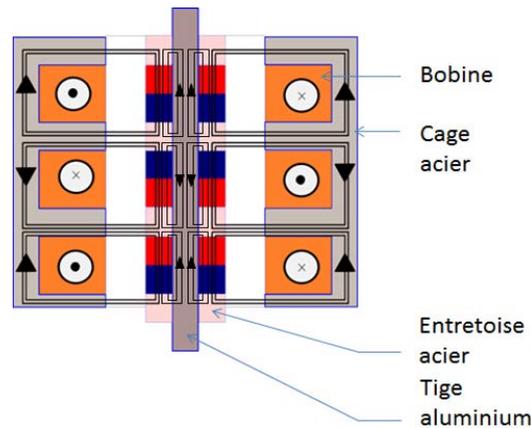


Figure 1.6 Schéma de principe de la récupération électromagnétique

Ces récupérateurs d'énergie peuvent être classés selon trois critères. Le premier critère sert à les regrouper en fonction de leur taille et donc de leur encombrement, le deuxième par rapport à leur complexité de mise en œuvre et le troisième en fonction de leurs fréquences de fonctionnement.

Concernant le premier critère, on peut donc distinguer les récupérateurs de type macroscopique (macro) qui sont des dispositifs de grande taille, tandis que les récupérateurs de type microscopique (micro) sont eux de taille réduite, et sont également appelés MEMS (Microelectromechanical Systems).

Techniques	Récupération d'énergie	Encombrement	Grande amplitude	Mise en œuvre
Macro [ZHU 12, WEI 17a]	⊕ ⊕	⊖	⊕ ⊕	⊕
Micro [SAR 11, LIU 13a, LI 17, ROU 13]	⊖	⊕ ⊕	⊖	≡

Tableau 1. Avantages et Inconvénients des récupérateurs électromagnétiques de type macro et micro

Les plus et les moins intégrés dans les Tableaux de ce document donnent une indication quant au fait que la technique sélectionnée est appropriée ou non lors de son emploi dans certaines configurations. Cette classification simplifie la lecture et l'interprétation de celui-ci.

Après l'analyse du **Tableau 1**, il découle que l'avantage principal des dispositifs macros est de convertir facilement les mouvements dont l'amplitude avoisine quelques centimètres. En revanche, ils sont peu adaptés aux faibles déplacements, car la taille des aimants et des bobines existants sur le marché limite leur emploi comme l'ont montré [ZHU 12] et [WEI 17a]. Inversement, les récupérateurs d'énergie électromagnétiques de type micro (**Annexe 4**) offrent une conversion de l'énergie conforme aux besoins des systèmes

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

embarqués dont l'espace est fortement restreint [SAR 11, LIU 13a, LI 17, ROU 13]. Un état de l'art complet est donné par [RAI 15] sur le sujet.

Le second critère conduit à séparer les récupérateurs en deux familles, ceux dits « classiques » c'est-à-dire purement électromagnétiques d'une part, de ceux « hybrides » d'autre part, qui sont composés d'éléments annexes comme des aimants, des vis sans fin ou bien des engrenages, etc. Les systèmes classiques sont uniquement constitués d'une ou plusieurs bobines ainsi que d'un ou plusieurs aimants. Leurs mouvements sont soit libres [CHA 16, WAN 17a, KEC 17] mais contraints par un tube, soit guidés par une vis sans fin [ARR 11] ou bien par un piston [ZHU 12, HAR 15] (Annexe 4). Il est aussi possible d'extraire de l'énergie issue de vibrations en faisant appel à des systèmes électromagnétiques intermédiaires de type hybride comme illustré en Annexe 4. Ceux-ci sont composés d'engrenages en amont du convertisseur électromagnétique [DIN 15, ZHA 16b, ZHA 17c]. À cette catégorie, on peut rajouter les systèmes constitués d'une ou plusieurs poutres comme le montre [KUM 16] en Annexe 4.

Techniques	Récupération d'énergie aux grands déplacements	Récupération d'énergie aux faibles déplacements	Encombrement	Grande amplitude	Mise en œuvre
Classique [CHA 16, WAN 17a, KEC 17, ARR 11, ZHU 12, HAR 15]					
Hybride [DIN 15, ZHA 16b, ZHA 17c, KUM 16]					

**Tableau 2. Avantages et Inconvénients des récupérateurs électromagnétiques de type classique et hybride**

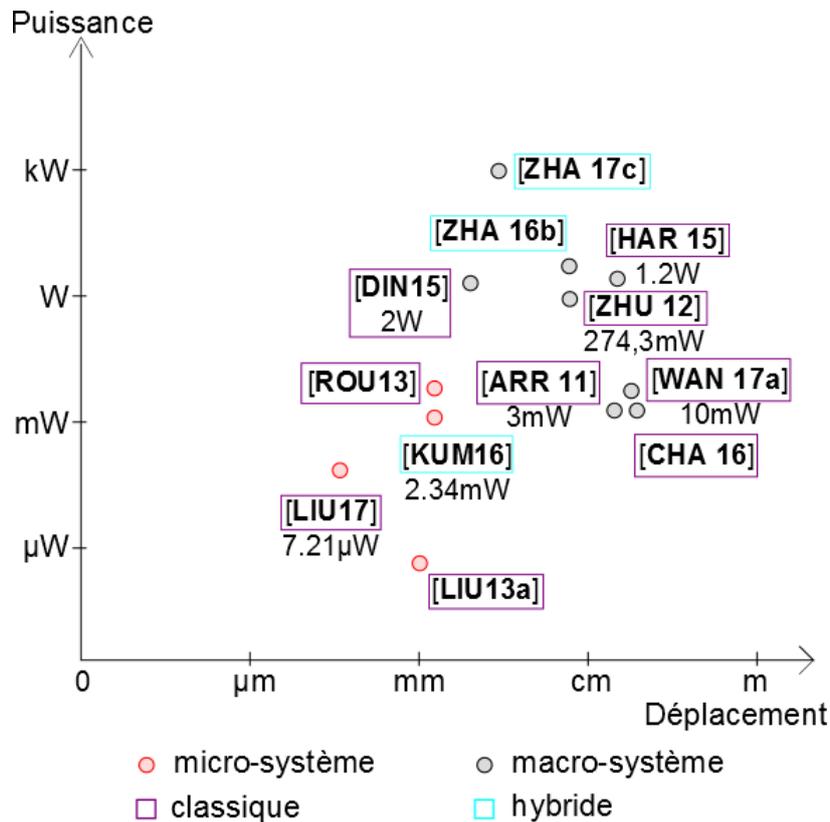
L'étude du **Tableau 2**, montre que les dispositifs classiques en termes de performances sont bien adaptés aux grands déplacements, ce qui les rend plus performants pour la récupération d'énergie. En ce qui concerne les systèmes hybrides, l'espace disponible pour leur installation est plus critique car ils sont très encombrants. De surcroît, l'ajout de systèmes mécaniques additionnels au récupérateur d'énergie entraîne des pertes supplémentaires par frottement et donc diminue leur rendement. Notons toutefois que le choix de cette complexité offre l'avantage de récupérer de l'énergie pour des faibles déplacements.

Le troisième critère permet de distinguer les récupérateurs en fonction de leur fréquence de fonctionnement. À titre d'exemple, on peut citer les travaux de [PRA 14], [OOI 14], [HAR 15], [ASH 13] et [SID 17] sur des convertisseurs électromagnétiques fonctionnant respectivement à 35Hz, 21.5Hz, 10Hz et 6.25Hz.

Bande passante	Récupération d'énergie aux grands déplacements	Récupération d'énergie aux faibles déplacements	Encombrement	Grande amplitude	Mise en œuvre
35Hz [PRA 14]	⊖	⊕	⊖	⊖ ⊖	⊖
21.5Hz [OOI 14]	⊖	⊕	⊖	⊖	⊖
10Hz [HAR 15]	▬	▬	⊕	⊕	▬
6.25Hz [ASH 13]	⊖	⊕	▬	⊖	▬

**Tableau 3. Avantages et Inconvénients des récupérateurs électromagnétiques en fonction de leurs bandes passantes**

Comme indiqué dans le **Tableau 3**, malgré la possibilité de récupérer de l'énergie à de faibles fréquences avec ces dispositifs, ils restent difficiles à intégrer en raison de leur structure complexe et de leur encombrement, peu adaptés aux grands déplacements.

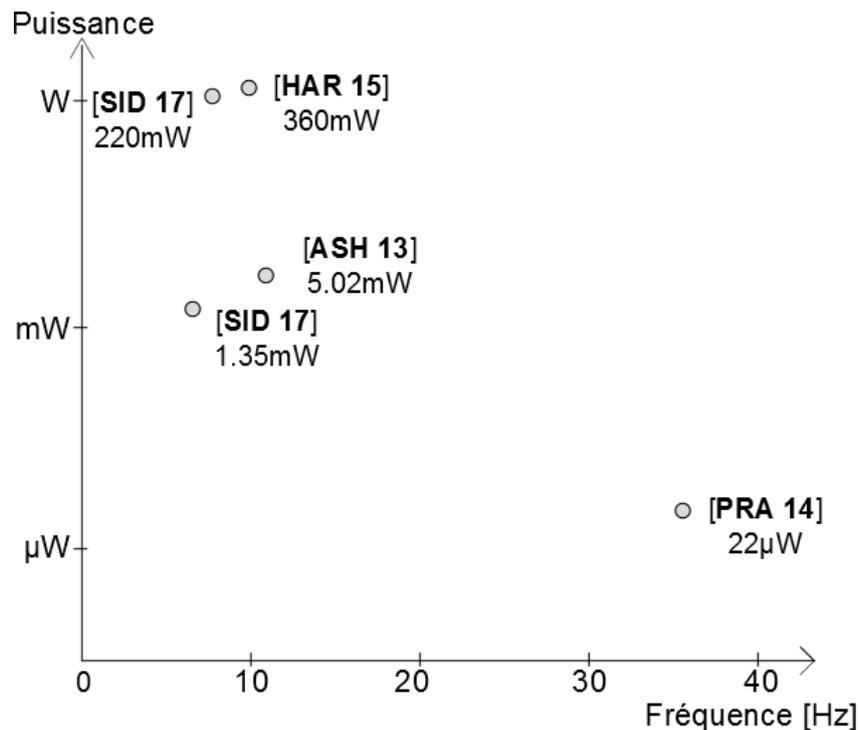


**Figure 1.7 Performances des récupérateurs d'énergies électromagnétiques de type macro/micro et classique/hybride**

La **Figure 1.7** résume les performances des récupérateurs d'énergie électromagnétique de type macro/micro et classique/hybride. Sur cette figure, on remarque que les macro-systèmes qui récupèrent une puissance allant du milliwatt jusqu'au watt sont plus performants comparés aux microsystèmes dont les puissances sont plus faibles : entre le microwatt et le milliwatt.

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

[NAI 17], pour sa part, a effectué une revue des systèmes de récupération électromagnétique en fonction de leurs fréquences de résonance et de leurs puissances délivrées. Cette synthèse regroupe une grande partie des récupérateurs électromagnétiques dont le rendement est meilleur à basse fréquence. La **Figure 1.8** illustre ce propos. Les puissances récupérées sont de l'ordre du milliwatt pour des récupérateurs résonant à des fréquences comprises entre 0 et 11Hz, tandis qu'à plus haute fréquence de résonance, la puissance récupérée diminue.



**Figure 1.8 Performances des récupérateurs d'énergies électromagnétiques en fonction de leur fréquence de résonance**

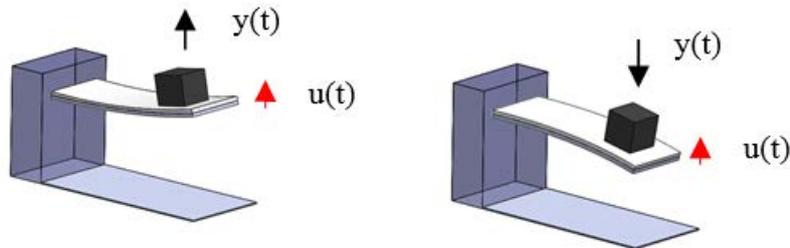
De cet état de l'art sur les techniques de récupération d'énergie, il apparaît clairement que les macro-systèmes sont plus prometteurs en termes de récupération d'énergie. En fait, les grands déplacements sont à privilégier avec cette technique, et ces macro-systèmes sont faciles à mettre en œuvre et moins encombrants que leurs homologues les microsystèmes. Travailler à basse fréquence est une piste prometteuse en termes de rendement mais impose de travailler avec des microsystèmes à cause de la limite de la taille des aimants.

### 1.3.2. Conversion piézoélectrique

Cette technique repose sur l'effet piézoélectrique direct [BOW 16] (**Figure 1.9**). Le matériau piézoélectrique a en effet la capacité de se polariser électriquement sous l'effet de contraintes ou de déformations mécaniques et s'il est associé à un circuit de charge, l'énergie est alors récupérée et convertie afin d'alimenter une charge électrique. La technique de récupération

## CHAPITRE 1

d'énergie la plus utilisée est celle des poutres résonantes comme représentée à la **Figure 1.9** mais ce n'est pas la seule technique employée (**Annexe 5**) et les niveaux d'énergie obtenus sont dans ce cas de l'ordre du microwatt. [RAI 15] propose d'analyser des systèmes MEMS capables de convertir les faibles mouvements. Il apparaît clairement que les récupérateurs piézoélectriques sont inappropriés pour des déplacements mécaniques de l'ordre du centimètre, comme dans le cas du débattement d'un amortisseur, car une contrainte mécanique trop importante et répétée peut les dépolariser et les briser.



**Figure 1.9 Schéma de principe de la récupération piézoélectrique**

Un ensemble de quatre grands critères peut être utilisé pour différencier les récupérateurs piézoélectriques : ceux-ci portent soit sur le choix du matériau, soit sur le nombre de couches, soit sur l'ajout ou non d'éléments annexes à la poutre, ou bien sur le nombre de poutres.

Concernant le premier critère, le matériau utilisé peut être soit rigide comme les piézoélectriques en Titano-Zirconate de Plomb (PZT) ou bien souples si l'on choisit le Polyfluorure de Vinylidène (PVDF). Toute fois ce critère est à pondérer en fonction de l'épaisseur du dispositif. Le matériau agit essentiellement sur les performances et l'amplitude admise du déplacement. Toutefois, chaque matériau en raison de sa composition chimique a des limites et des conditions de fonctionnement différentes en ce qui concerne la température admissible, la tension et les contraintes maximales.

Matériaux	Puissances récupérées	Tensions récupérées	Basse fréquence propre	Mise en œuvre	Impédance mécanique
PZT [MAK 11, JEM 16, WIC 12, CHA 08, LUM 16, FRA 17, TOY 17, LUO 17, DEM 10, REN 09, PLA 05, REZ 17]	+	+	+	++	++
PVDF [LI 16, MAN 10b, LI 11, BIS 13, SHU 10]	=	=	++	=	-

**Tableau 4. Avantages et Inconvénients des récupérateurs piézoélectriques en fonction du type de matériaux**

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

Le **Tableau 4** aide à faire ressortir les avantages et les inconvénients de chacun de ces types de matériau. De celui-ci, nous pouvons en conclure que les matériaux PVDF sont prometteurs pour un usage aux basses fréquences, cependant les matériaux PZT sont plus faciles à mettre en œuvre.

Le second critère est lié au nombre de couche du récupérateur puisque l'on a des dispositifs soit uni-couche ou bien multicouches. L'avantage de pouvoir travailler avec plusieurs couches piézoélectriques est que l'on peut alors optimiser la récupération d'énergie lors des mouvements de flexion de la poutre. Néanmoins, leurs constructions sont plus élaborées rendant leur mise en œuvre plus complexe (voir **Tableau 5**).

Couches piézoélectriques	Puissances récupérées	Tensions récupérées	Basse fréquence propre	Mise en œuvre
Uni-couche [JEM 16, CHA 08, LI 16, LUM 16, TOY 17, LUO 17, MAN 10b, SHU 10, REZ 10]				
Multicouches [MAK 11, WIC 12, FRA 17, BIS 13, DEM 10, REN 09, PLA 05, REZ 17]				

**Tableau 5. Avantages et Inconvénients des récupérateurs piézoélectriques en fonction du nombre de couches actives**

On différencie également le récupérateur selon la présence ou non de masse en bout de poutre ou d'éléments additionnels. Leur rôle est à la fois d'accroître l'énergie cinétique de la poutre, mais peut également contribuer à modifier la fréquence de résonance. L'avantage de travailler avec ces éléments additionnels est de récupérer plus de puissance avec cependant un impact négatif sur leur mise œuvre (voir **Tableau 6**).

Configuration	Puissances récupérées	Tensions récupérées	Basse fréquence propre	Mise en œuvre
Poutre simple [JEM 16, BIS 13, SHU 10, DEM 10, PLA 05]				
Avec une masse en bout de poutre [LI 16, LUM 16, FRA 17, TOY 17, REN 09]				
Avec des éléments additionnels périphériques [MAK 11, WIC 12, CHA 08, LUO 17, MAN 10b, REZ 17]				

**Tableau 6. Avantages et Inconvénients des récupérateurs piézoélectriques en fonction des éléments utilisés**

## CHAPITRE 1

Un autre critère consiste à regarder le nombre de poutres employées, puisque ce dernier est déterminant sur l'évolution des bandes passantes. Le **Tableau 7** illustre clairement qu'il est plus avantageux d'utiliser des systèmes multi-poutres bien qu'ils soient plus encombrants et que leur intégration soit plus complexe.

Configuration	Puissances récupérées	Tensions récupérées	Basse fréquence propre	Largeur de bande passante	Mise en œuvre
Une poutre					
Multi-poutre [WIC 12, BIS 13, REN 09, PLA 05, DEM 10]					

**Tableau 7. Avantages et Inconvénients des récupérateurs piézoélectriques en fonction du nombre de poutres**

De cet état de l'art, il découle que la fréquence de résonance de ce type de récupérateur se situe généralement autour des hautes fréquences, c'est-à-dire de l'ordre du kHz. Cependant, un grand nombre d'applications comme le secteur médical [HWA 14] exprime le besoin de récupérer de l'énergie à de très faibles fréquences, pour se rapprocher de la fréquence des mouvements humains comme celle de la marche autour de  $\sim 1\text{Hz}$  [PLA 05a] et de la fréquence de résonance des machines qui quant à elles, se situent dans un intervalle variant de 1Hz à 100Hz. C'est donc ce qui nous amène à comparer les performances des récupérateurs piézoélectriques en fonction de leur première fréquence de résonance.

Toutes les configurations présentées à la **Figure 1.10** ont pour particularité d'avoir une bande passante qui se situe dans les basses fréquences. Les puissances obtenues vont du microwatt jusqu'au watt. Nous pouvons noter que ce type de récupérateur est tout à fait adapté pour travailler à basse fréquence. En outre, les systèmes classiques en PZT avec une masse en bout de poutre permettent l'obtention d'un niveau de puissance suffisant pour notre application de l'ordre du milliwatt. La surface des points indique la bande passante du récupérateur d'énergie sélectionné avec une plus grande largeur de bande pour [TOY 17, LUO 17, CHA 08, LI 16].

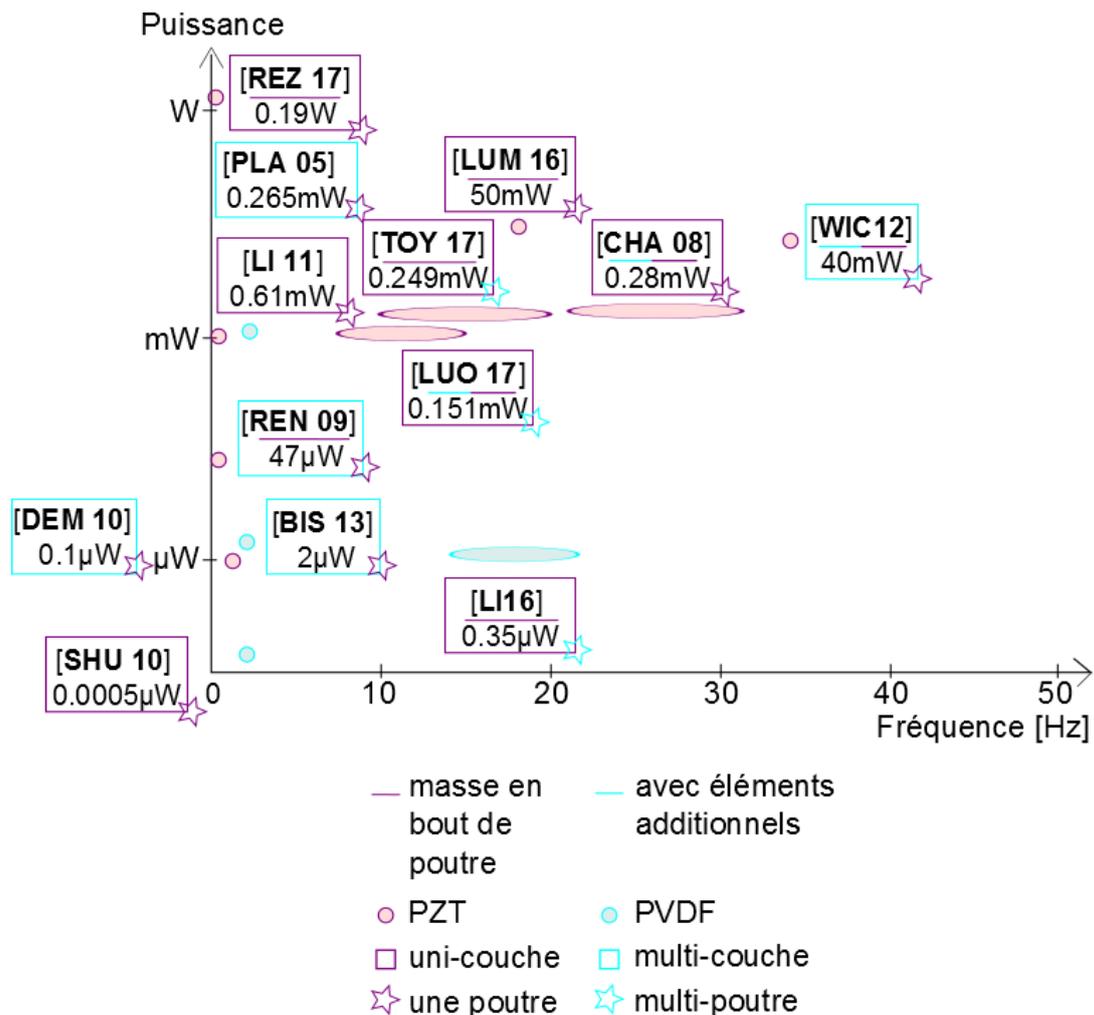


Figure 1.10 Performances des récupérateurs d'énergie piézoélectrique en fonction de leurs premières fréquences de résonance

### 1.3.3. Configurations non-linéaires

Pour le cas d'une structure dite linéaire, le niveau de réponse croit linéairement en fonction du niveau d'excitation, contrairement au cas d'une structure considérée comme non-linéaire. L'inconvénient majeur des récupérateurs d'énergie linéaire comme nous pouvons le voir dans les **Sections 1.3.1** et **1.3.2** est que leur bande passante est étroite, ce qui limite leur application lorsque la sollicitation mécanique est aléatoire [DAQ 14]. Comme l'illustre la **Figure 1.10** dans le cas des récupérateurs d'énergie piézoélectrique, la majorité des systèmes qui proposent une largeur de bande plus conséquente sont les systèmes multi-poutres, ce qui entraîne un encombrement et une mise en œuvre plus difficile. Pour pallier à cet inconvénient, plusieurs auteurs ont employé avec succès les non-linéarités que ce soit dans le domaine électromagnétique ou piézoélectrique (**Annexe 6**). En raison de l'ajout d'éléments supplémentaires afin d'obtenir le comportement non-linéaire recherché, il est essentiel de connaître en amont de la conception du récupérateur d'énergie, le type et l'amplitude de

## CHAPITRE 1

l'excitation ainsi que sa gamme de variation en fréquence. Les performances des systèmes non-linéaires sont adaptables au cas par cas et ajustables en modifiant les paramètres de la structure [WEI 17c].

Les réponses vibratoires non-linéaires trouvent leurs origines dans de nombreux phénomènes physiques comme les non-linéarités d'origine géométrique, les lois de comportement du matériau non-linéaire, les phénomènes de contact et de frottement aux interfaces ou bien le couplage multi-physique. Dans le cadre de la récupération d'énergie, la plupart des auteurs se sont attachés à étudier les non-linéarités d'origine géométrique. Ainsi [YIL 17] *et al.* proposent une revue de littérature détaillée de l'ensemble des systèmes non-linéaires existants.

Dans le cadre des récupérateurs d'énergie non-linéaire piézoélectriques, nous pouvons classer les récupérateurs suivant quatre catégories : les configurations classiques pour lesquelles des éléments de type aimant ou butée ont été rajoutés, les structures géométriquement non-uniformes, les configurations multi-poutres et les configurations hybrides.

Afin d'illustrer la première catégorie, nous pouvons citer à titre d'exemple les configurations non-linéaires comme celle de [LIU 16] qui intègre une butée à une poutre afin de générer des non-linéarités au niveau de la réponse (**Figure 1.11.a**). D'autres chercheurs choisissent d'utiliser, soit des aimants en bout de poutre [RAD 17] (**Figure 1.11.b**) et [YAN 17c], soit à proximité de la poutre [WAN 17b], ou bien en quinconce, c'est-à-dire l'un en bout de poutre, l'autre à proximité de celle-ci [JUN 15, ZOU 17] afin d'ajouter le déplacement classique d'une poutre soumise à une excitation aléatoire. Le rôle du ou des aimants est de modifier l'accélération imposée par la base de la poutre en ajoutant soit une force de rappel, soit une force de répulsion.

L'avantage de leur emploi par rapport aux systèmes classiques est l'obtention d'une large bande passante en fréquence comme le montre le **Tableau 8**. [LIU 16] qui prouve qu'elle est 5,2 fois plus importante comparée à un même système linéaire. Une plus grande largeur de bande implique que le niveau en tension et en puissance est stable autour de la fréquence de résonance. Ce niveau reste néanmoins légèrement inférieur par rapport au pic maximum de puissance obtenu avec une même structure linéaire. Ces techniques s'adaptent cependant très bien à l'utilisation à basse fréquence. Le seul bémol de leur intégration à un système réel est une mise en œuvre difficile dû à un encombrement conséquent.

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

Configuration	Puissances récupérées	Tensions récupérées	Basse fréquence propre	Sélection de la bande passante	Mise en œuvre
Avec une butée [LIU 16]					
Avec des aimants [RAD 17, WAN 17b, JUN 15, ZOU 17]					

**Tableau 8. Avantages et Inconvénients des récupérateurs piézoélectriques non-linéaires**

Concernant la catégorie des configurations non-linéaires à géométrie non-uniforme, l'avantage majeur est d'accroître considérablement la puissance récupérée (voir **Tableau 9**). Par exemple, [XIE 17] indique que la puissance électrique est 70 fois plus grande pour une poutre conique de section rectangulaire non-linéaire comparée à une poutre uniforme linéaire lorsqu'elles sont soumises à une même sollicitation.

Configuration	Puissances récupérées	Tensions récupérées	Basse fréquence propre	Sélection de la bande passante	Mise en œuvre
Poutre uniforme linéaire					
Trapèze de section rectangulaire [XIE 17]					

**Tableau 9. Avantages et Inconvénients des récupérateurs piézoélectriques linéaires et non-linéaires de section rectangulaire**

La troisième catégorie regroupe les systèmes non-linéaires multi-poutres. À titre d'exemple, [FAN 14] et al. proposent un système non-linéaire composé de deux poutres piézoélectriques couplées magnétiquement fléchissant dans des directions orthogonales.

Les avantages et les inconvénients de ces systèmes sont résumés dans le **Tableau 10**. L'avantage de ce type de système comparé à un même système linéaire est de réduire la fréquence propre tout en augmentant son rendement en puissance. La mise en œuvre est cependant très lourde comparée à un système classique.

Configuration	Puissances récupérées	Tensions récupérées	Basse fréquence propre	Sélection de la bande passante	Mise en œuvre
Linéaire					
Deux poutres piézoélectriques couplées magnétiquement [FAN 14]					

**Tableau 10. Avantages et Inconvénients des récupérateurs piézoélectriques linéaires et non-linéaires couplés magnétiquement**

La quatrième catégorie regroupe les systèmes hybrides c'est-à-dire constitués de plusieurs des techniques citées précédemment. Comme l'illustre le **Tableau 11**, ce sont des systèmes beaucoup plus complexes que les précédents. Ils sont étudiés afin de tendre vers des fréquences de résonance plus basses [AND 15, WU 17] avec des niveaux de puissance couvrant une plus large bande de fréquence [WU 17].

Configuration	Puissances récupérées	Tensions récupérées	Basse fréquence propre	Sélection de la bande passante	Mise en œuvre
Hybride [AND 15]					
Hybride [WU 17]					

**Tableau 11. Avantages et Inconvénients des récupérateurs piézoélectriques non-linéaires hybrides**

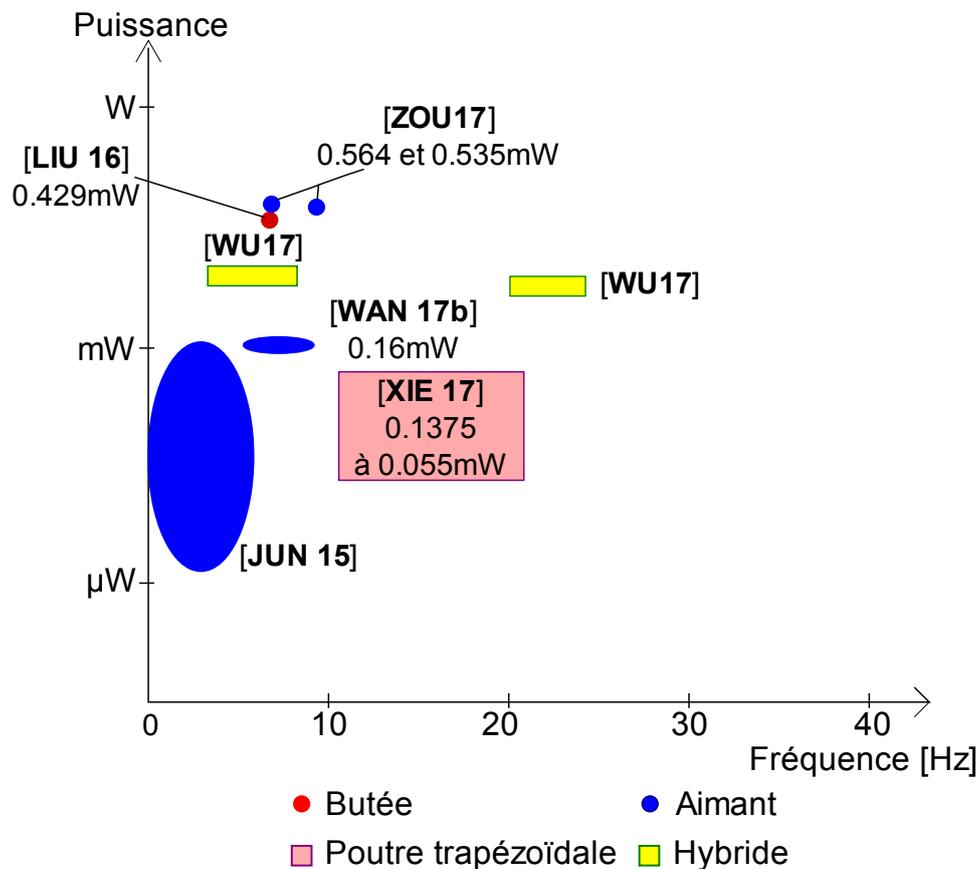
La **Figure 1.11** montre qu'en termes de performance, ces récupérateurs d'énergie sont très bien adaptés en général aux basses fréquences avec des puissances délivrées comprises entre le microwatt et le watt. Il en ressort en outre que ce sont les récupérateurs d'énergie non-linéaire avec des aimants qui correspondent le mieux à un usage à basse fréquence.

Dans le cas des récupérateurs d'énergie non-linéaire électromagnétiques, la linéarité est introduite soit en utilisant la lévitation magnétique, soit en intégrant un système masse-ressort ou bien avec une bobine fixée à l'extrémité de la poutre.

À titre d'exemple, les systèmes utilisant la lévitation magnétique sont illustrés par les cas d'études suivants [MAN 09, LIU 11a, LIU 13b]. Ce type de récupérateur d'énergie a pour particularité d'élargir la réponse en fréquence dans une seule direction. Un système masse-ressort peut aussi être ajouté à la structure afin de rendre le système non-linéaire [FOU 17]. Il existe aussi des récupérateurs électromagnétiques sous forme de poutre. Par exemple, une

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

bobine est fixée à l'extrémité de la poutre afin de générer un courant lorsque cette dernière est proche d'un aimant [DEN 17].



**Figure 1.11 Performances des récupérateurs d'énergies piézoélectrique non-linéaire**

Les avantages et les inconvénients sont listés dans le **Tableau 12**. Bien que, la mise en œuvre des systèmes de lévitation dépende forcément de la configuration du système choisi, elle demande moins d'effort que pour les configurations de type masse-ressort et de poutre. En revanche, ces dispositifs adaptent efficacement leur large de bande, et c'est d'ailleurs, le système de poutre électromagnétique [DEN 17] qui ressort le plus de cette étude.

Comme le montre la **Figure 1.12**, les performances de ces récupérateurs d'énergie électromagnétique sont comparables à celles des récupérateurs d'énergie piézoélectrique de la **Figure 1.11**.

Bien que difficilement intégrables de par leur complexité et leur encombrement pour la plupart, ces récupérateurs d'énergie sont adaptés aux basses fréquences avec des niveaux de puissance entre le microwatt et le milliwatt. De plus, leur large bande passante aide à une meilleure récupération de l'énergie lorsque les sollicitations sont aléatoires.

Configuration	Puissances récupérées	Tensions récupérées	Basse fréquence propre	Sélection de la bande passante	Mise en œuvre
Lévitacion magnétique [MAN 09, LIU 11a, LIU 13b]	+	+	+	=	=
Masse-ressort [FOU 17]	+	+	+	+	-
Poutre avec un système électromagnétique [DEN 17]	+	+	+	+	-

Tableau 12. Avantages et Inconvénients des récupérateurs électromagnétiques non-linéaires suivant différentes configurations

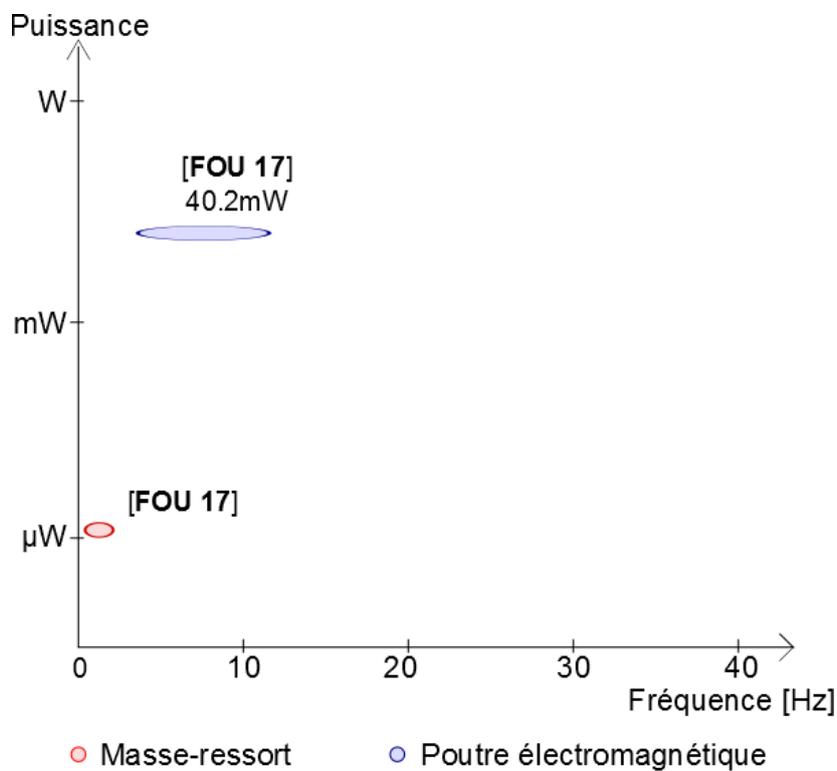


Figure 1.12 Performances des récupérateurs d'énergies électromagnétiques non-linéaires

### 1.3.4. Conclusion sur les récupérateurs

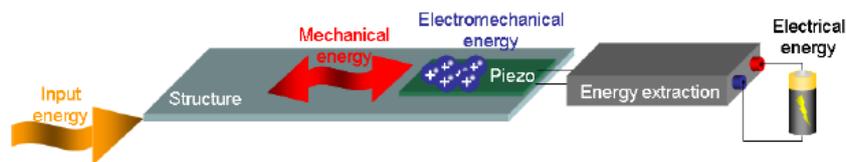
En résumé, les récupérateurs électromagnétiques et piézoélectriques permettent tous les deux la conversion de l'énergie mécanique en énergie électrique, cependant les niveaux d'énergie disponibles en sortie sont différents : de l'ordre du watt pour la conversion électromagnétique et de l'ordre du microwatt pour la conversion piézoélectrique [ARR 12]. De plus, des précautions particulières sont à prendre en compte afin de les intégrer au sein d'une suspension réelle.

## 1.4. GESTION ET STOCKAGE DE L'ÉNERGIE RECUPEREE

Afin d'alimenter un système électronique en aval du système de récupération d'énergie, il est nécessaire à la fois, de gérer son utilisation de façon optimale et adaptée à la consommation [GUY 11] et de la stocker. Dans les parties qui suivent, nous détaillerons les techniques de gestion de l'énergie visant à améliorer le rendement des récupérateurs ainsi que les techniques de stockage actuelles.

### 1.4.1. Extraction de l'énergie

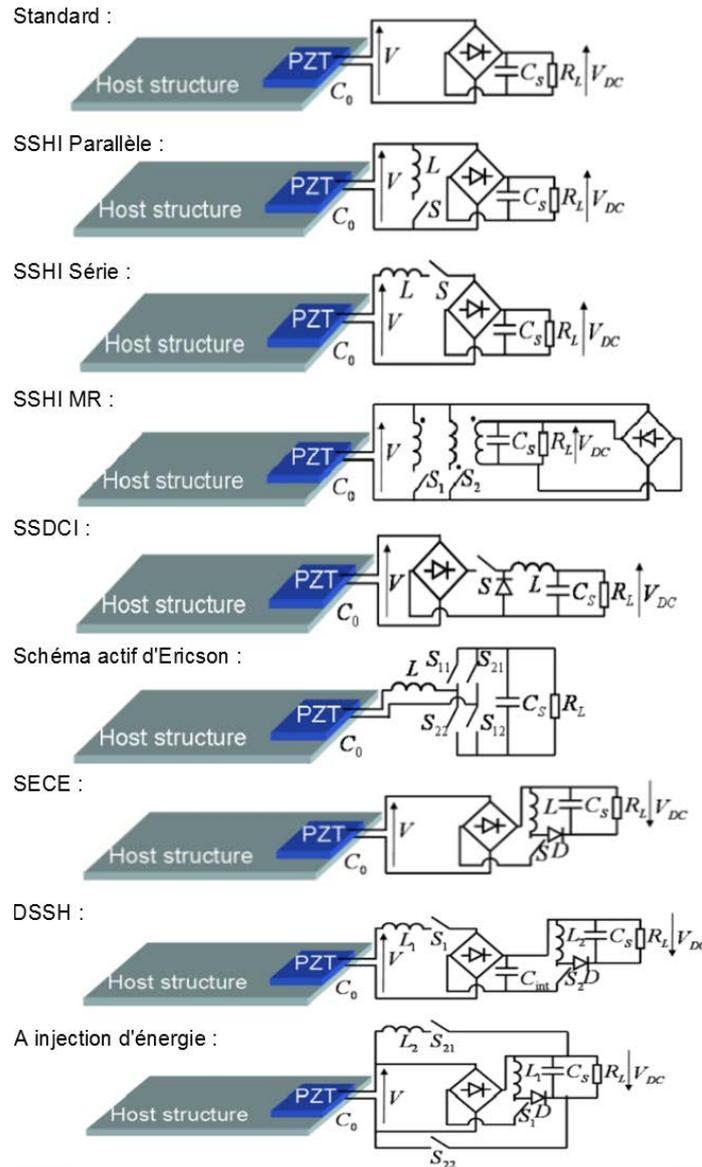
Il existe un grand nombre de techniques d'extraction servant à optimiser l'énergie en sortie du récupérateur et ce, même lorsque cette dernière est de faible niveau. Le schéma général est illustré à la **Figure 1.13**. Une donnée essentielle est que le circuit d'extraction de l'énergie modifie les grandeurs électriques en sortie du récupérateur. Il est donc nécessaire d'extraire efficacement l'énergie électrique à sa source et de la convertir en énergie utilisable. Ces deux fonctions sont souvent réalisées par le même circuit.



**Figure 1.13** Schéma général de la récupération d'énergie [GUY11]

Les circuits d'extraction de l'énergie illustrés à la **Figure 1.14** sont tous non-linéaires et l'exemple d'application est le récupérateur piézoélectrique.

Nous présenterons dans un premier temps le circuit Standard qui consiste à connecter directement l'élément piézoélectrique et le système de stockage à travers un pont de diode. Bien que cette configuration soit simple à réaliser, [DIC 12] *et al.* analysent le seuil de tension des diodes pour lequel la puissance peut être récupérée et montrent que ce dernier est problématique pour les applications dont la tension est faible. Les études de [BAL 17a] et [BAL 17b] servent quant à elles à comprendre pourquoi la puissance en sortie d'un récupérateur d'énergie électromagnétique non-linéaire transférée à la charge dépend fortement de la tension en sortie du pont de diode et du type de circuit d'extraction. On peut noter également que la puissance extraite est maximale quand la charge est dite optimale. Du fait de sa simplicité de mise en œuvre, ce dispositif est universellement employé, c'est pourquoi nous le comparerons aux autres techniques non-linéaires d'extraction d'énergie.



**Figure 1.14 Principaux circuits d'extraction de l'énergie piézoélectrique [GUY11]**

Les techniques non-linéaires de type SSH (*Synchronized Switch Harvesting*), consistent à traiter la tension de sortie en la reliant de manière très brève soit à des éléments inductifs, soit capacitifs ou bien à des sources de tension comme c'est le cas des techniques SSHI Parallèle, SSHI Série, SSHI MR et SSHI Hybride. Bien qu'utilisées dans un premier temps par les auteurs suivants [SHE 99, TAY 01, GUY 06], le développement et l'amélioration de ces techniques est le fruit du travail de l'équipe du professeur D. Guyomar de l'équipe du LGEF de Lyon. Elles permettent d'extraire environ dix fois plus d'énergie si on les compare à la technique Standard, avec une tension en sortie des SSH identique.

Chacune des techniques a fait l'objet d'une analyse complète et détaillée en **Annexe 7** et a des avantages et des inconvénients. Guyomar et al. [GUY 11] confrontent leurs performances. Concrètement, les approches non-linéaires offrent une meilleure récupération de l'énergie par

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

rapport à une approche dite classique mais en utilisant moins de matériaux actifs. Chacune des techniques peut être classée en fonction de plusieurs critères comme l'énergie récupérée, le niveau de tension le plus faible pour que la technique fonctionne, l'indépendance par rapport à la charge appliquée au système et la facilité d'intégration du système. Le **Tableau 13** donne une classification des différentes techniques de récupération d'énergie en fonction de leurs performances.

D'après ce tableau, la technique dite Standard se détache des autres méthodes de par sa facilité d'intégration, quoiqu'en termes de récupération d'énergie ce ne soit pas la méthode la plus efficace. Les techniques de type SECE et DSSH/ESSG sont quant à elles des techniques indépendantes de la charge. Lorsque les tensions à récupérer sont faibles, il est plus approprié d'utiliser les techniques SSHI MR et Hybride. En ce qui concerne la récupération d'énergie lorsque le couplage est faible, les techniques du Schéma actif d'Ericson et à Injection d'énergie sont celles qui sont mises en avant ainsi que les techniques DSSH/EESG. Lorsque les déplacements sont à amplitude constante, toutes les techniques sont appropriées à l'exception de la technique Standard. Néanmoins, les techniques à Schéma actif d'Ericsson et à Injection d'énergie se détachent avec de meilleures performances. De cette analyse, nous pouvons en conclure que les techniques les plus adaptées à la récupération d'énergie pour notre cas d'étude où la tension est faible sont les SSHI.

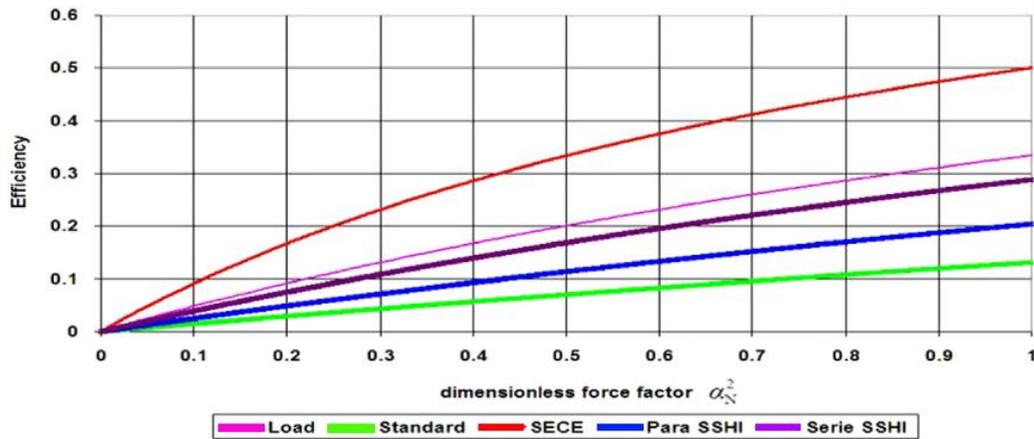
La présentation des techniques d'extraction de l'énergie a été faite dans le cadre de la récupération d'énergie piézoélectrique. Cependant, elles sont tout à fait applicables en conservant les mêmes avantages et inconvénients dans le cadre de récupération électromagnétique. [WAN 15, WAN 16b] ont réalisé une étude comparative adaptée au récupérateur électromagnétique et piézoélectrique pour quatre circuits d'extraction différents : Standard, SECE, SSHI Parallèle et Série afin d'en déduire le rendement et la puissance moyenne à la fréquence de résonance des systèmes. Il en ressort des similitudes et une dualité avec les récupérateurs d'énergie piézoélectrique.

# CHAPITRE 1

Techniques	Récupération d'énergie			Récupération aux faibles tensions	Charge indépendante	Intégration facile
	Déplacement à amplitude constante	Force à amplitude constante – Couplage faible	Force à amplitude constante – Couplage fort			
Standard						
SSHI Parallèle						
SSHI Série (sans diode)						
SSHI-MR						
SSHI Hybride						
SSDCI						
Schéma actif Ericsson						
SECE						
DSSH/ESSG						
Injection d'énergie						

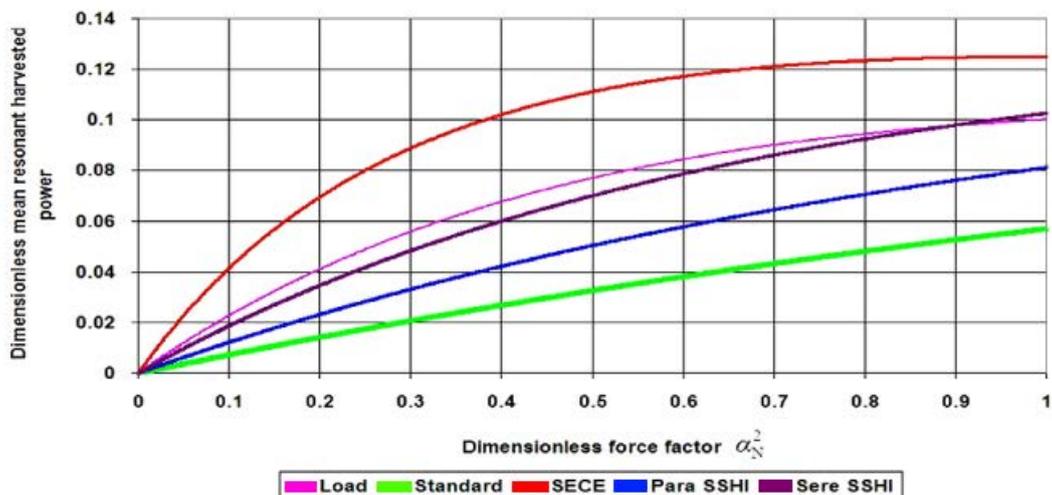
Tableau 13. Classification des récupérateurs d'énergie [GUY 11]

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome



**Figure 1.15 Rendement de l'énergie récupérée pour un système à un degré de liberté piézoélectrique et électromagnétique avec une simple charge, un circuit dit standard, ou SECE, ou Parallèle SSHI ou bien Série SSHI [WAN 16b]**

Comme l'illustre la **Figure 1.15**, le rendement est nettement supérieur lorsque le circuit d'extraction de type SECE est employé. Il en est de même pour la puissance récupérée moyenne (**Figure 1.16**).  $\alpha_n^2$  représente le facteur sans dimension de force et de résistance [WAN 16b].



**Figure 1.16 Puissance moyenne récupérée sans dimension à la fréquence de résonance pour un système à un degré de liberté piézoélectrique et électromagnétique avec une simple charge, un circuit dit standard, ou SECE, ou Parallèle SSHI ou bien Série SSHI [WAN 16b]**

En concordance avec le **Tableau 13**, nous pouvons vérifier que la technique SECE est bien adaptée à la récupération lorsque les déplacements sont constants.

### 1.4.2. Stockage de l'énergie

Généralement, l'énergie fournie par les récupérateurs d'énergie n'est ni constante, ni maximale sur de longues périodes de temps. En outre, la consommation d'énergie des circuits alimentés sera beaucoup plus élevée que l'énergie récoltée sur de courtes durées. Ainsi l'ajout d'éléments de stockage afin d'emmagasiner puis restituer cette même énergie au circuit que l'on vise à alimenter est nécessaire. De toute évidence, les batteries et les condensateurs sont les solutions les plus classiques connues depuis des siècles. En règle générale, les batteries (Lithium-ion) et les condensateurs ou super-condensateurs rechargeables sont privilégiés dans le domaine de la récupération d'énergie.

Par définition, une batterie ou un accumulateur électrochimique est un ensemble d'accumulateurs électriques reliés entre eux de façon à créer un générateur électrique de tension et de capacité désirée. Les accumulateurs sont souvent câblés en série afin d'obtenir la tension souhaitée. Le montage parallèle permet d'augmenter le courant, le but étant d'obtenir une tension et un courant suffisant pour une alimentation donnée d'un système. Grâce à la réversibilité au sein de ces éléments, il est possible de les recharger à partir d'une source électrique comme un réseau embarqué, un générateur, etc, l'autonomie étant dépendante du niveau d'énergie stockée dans chacun des éléments.

Les batteries en Lithium-ion et celles en Nickel-hydrure se détachent des autres batteries présentées dans le **Tableau 14**, car elles possèdent une haute densité en énergie pour un poids très faible. Elles sont peu sensibles à l'effet mémoire et ont toutes deux une faible autodécharge, ainsi qu'une durée satisfaisante d'autonomie. À cela, on peut ajouter que les batteries en lithium-ion nécessitent peu de maintenance et que celles en Nickel-hydrure sont simples à transporter. Les batteries Lithium-ion sont très utilisées dans le domaine des systèmes embarqués bien que les courants de charge et de décharge admissibles soient plus faibles qu'avec les autres techniques. Elles doivent être toutefois employées avec précaution dû au risque d'explosion. Pour la batterie en Ni-MH, il est important de surligner qu'elle ne supporte pas le dépassement de charge, et que la détection de la fin de charge est difficilement détectable. Elles équipent essentiellement les voitures hybrides car elles peuvent supporter de forts courants de charge et de décharge, ce qui n'est pas le cas pour les batteries en Lithium-ion et sont plus sûres en cas de surchauffe.

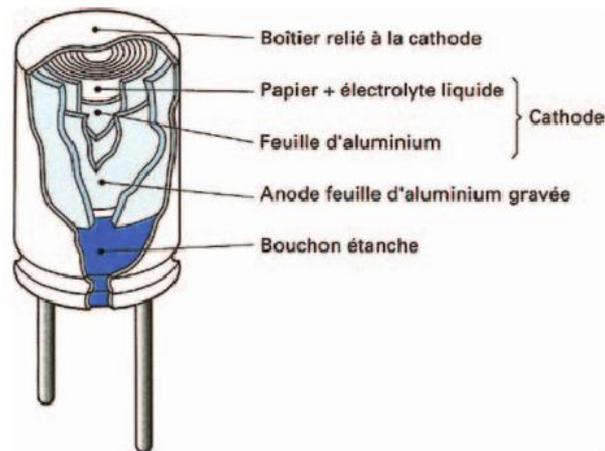
## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

Type	Densité massique en Wh/kg	Densité volumique en Wh/L	Tension d'un élément	Puissance en pointe	Durée de vie	Autodécharge
Plomb /acide			2V			
Ni-Cd (Nickel-cadmium)			1,2V	-		
Ni-MH (Nickel-hydrure)			1,2V			
Ni-Zn (Nickel-zinc)			1,65V			
Na-NiCl12 (Zebra)			2,6V			
Pile alcaline		-	1,5-1,65V	-		
Li-ion (Lithium-ion)			3,6V			
Li-Po (Nickel-polymère)		-	3,7V			
Li-P04 (Lithium phosphate)			3,2V			
LMP (Lithium métal polymère)			2,6V		-	-
Li-Air (Lithium-air)		-	3,4V		-	-

**Tableau 14. Avantages et Inconvénients des condensateurs en fonction du type d'accumulateur électrochimique**

Les condensateurs sont des composants passifs qui sont exploités dans tous les domaines de l'électronique [BEA 07]. Leurs performances électriques dépendent de la nature du diélectrique et de la structure électrode-isolant-électrode. La **Figure 1.17** donne un exemple de structure d'un condensateur.

Les principales fonctions assurées par les condensateurs sont résumées dans le **Tableau 15**. Elles sont : l'accord, le découplage, la liaison, le filtrage, la compensation de température, le stockage de l'énergie et la mémoire RC.



**Figure 1.17 Structure d'un condensateur [BEA 07]**

L'accord caractérise les condensateurs pouvant être utilisés dans les circuits oscillants, les filtres ou encore les circuits à constante de temps. Les pertes sont faibles et sont très stables par rapport à la température, au temps et à une tension continue appliquée. Les condensateurs concernés sont le polypropylène, le polycarbonate, le polysulfure de phénylène, et la céramique de Type 1.

Le découplage réduit ou bien supprime une composante alternative parasite pour les fréquences élevées. Les valeurs d'impédance doivent être faibles aux fréquences d'utilisation avec une capacité élevée. Toutes les familles sont concernées sauf le Type 1.

Le filtrage réduit ou élimine une composante alternative passive de la tension continue. La capacité doit être élevée avec de faibles valeurs de résistance et d'inductance. Les condensateurs non concernés sont le polystyrène, le polypropylène et le polycarbonate.

La compensation en température compense la dérive positive d'un composant si le condensateur a un coefficient positif et est stable dans le temps. Peu de condensateurs sont concernés, seuls le polystyrène et le Type 1.

Le stockage d'énergie délivre une puissance très élevée pour un intervalle de temps très court ou bien une tension continue durant un temps très long (supercapacité) comme pour les condensateurs de type polypropylène, aluminium et tantale.

La mémoire RC stocke une information sous forme d'une charge électrique. Le condensateur doit avoir une résistance d'isolement élevée et pouvoir restituer dans un temps très court la charge emmagasinée.

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

De cet état de l'art, nous pouvons noter que seuls les condensateurs de type polypropylène, aluminium et tantale sont appropriés dans le cadre de la récupération d'énergie. Nous nous intéresserons donc qu'à ces trois types de condensateurs.

Fonction	Film						Céramique		Aluminium	Tantale
	Polyester	Polystyrène	Polypropylène	Polycarbonate	PEN	PPS	Type I	Type II		
Accord			●	●		●	●			
Découplage	●		●		●			●	●	●
Liaison	●				●		●	●	●	●
Filtrage	●		●		●			●	●	●
Compensation de température		●					●			
Stockage de l'énergie			●						●	●
Mémoire (RC)		●	●				●		●	●

Tableau 15. Fonctions assurées suivant les différents types de condensateurs [BEA 07]

Type de condensateur	Nature de l'isolant	Permittivité relative	Épaisseur minimale du diélectrique	T <sub>max</sub> de fonctionnement	Gamme de tension
Films					
	Polypropylène	2,2	4µm	85°C	de 63 à 2000V
Electrochimiques					
Aluminium liquide	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	8,5	1,4nm/V	125°C	de 6 à 600V
Aluminium solide	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	8,5	1,4nm/V	175°C	de 6 à 40V
Tantale gélifié	Ta <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	27	1,4nm/V	175°C (avec réduction de charge ( <i>derating</i> ))	de 6 à 500V
Tantale solide	Ta <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	27	1,4nm/V	125°C (avec <i>derating</i> )	de 6 à 50V

Tableau 16. Performances de chaque condensateur adapté à la récupération d'énergie en fonction de la nature de son isolant et la valeur de sa permittivité [BEA 07]

Il existe trois grandes familles de condensateur suivant la nature de leurs isolants et la valeur de la permittivité associée : céramique, film plastique et électrochimique. Le choix du type de condensateur dépend de l'application visée en prenant en compte la valeur de la capacité

## CHAPITRE 1

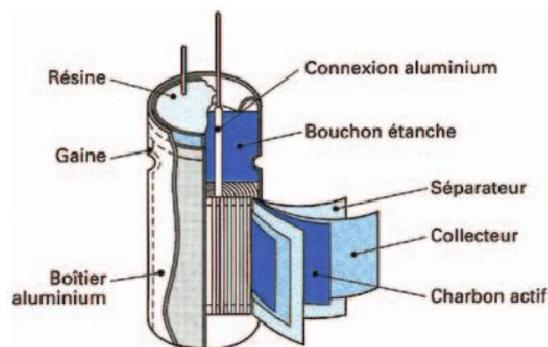
recherchée et du comportement du diélectrique en fonction des conditions d'utilisation, de même que les contraintes de fiabilité et de coût. Le **Tableau 16** résume les performances de chaque diélectrique en fonction de sa famille. Pour la récupération d'énergie pour de faibles tensions, il sera préférable d'utiliser les condensateurs de type Tantale et Aluminium.

Gamme de capacité	Polypropylène	Tantale		Aluminium	
		gélifié	solide	liquide	Solide
1nF	●				
10nF	●				
100nF	●		●		
1μF	●	●	●		●
10μF		●	●	●	●
100μF		●	●	●	●
1 000μF		●	●	●	●
10 000μF				●	
100 000μF				●	
1mF				●	

**Tableau 17. Gammes des capacités couvertes par les différentes familles [BEA 07]**

Le **Tableau 17** donne les gammes des capacités couvertes par les différentes familles des condensateurs adaptées aux contraintes imposées par le système de récupération d'énergie.

Les super condensateurs sont des dispositifs de stockage d'énergie. Ils se positionnent entre les accumulateurs électrochimiques et les condensateurs. Ils sont constitués de deux électrodes et d'une électrolyte.



**Figure 1.18 Structure d'un super condensateur [BEA 07]**

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

Ils sont classés en deux groupes selon que le stockage de l'énergie s'effectue sous forme électrostatique ou électrochimique.

La technologie au charbon fonctionne sur le principe électrostatique. L'électricité est stockée dans la double couche électrochimique existant à l'interface électrode/électrolyte comme le montre la **Figure 1.18**. L'électrolyte est soit à conduction ionique, soit aqueuse ou bien organique. L'électrolyte à conduction ionique permet d'obtenir une forte puissance (10kW/kg), due à une grande conductivité au détriment d'une faible densité d'énergie (1,1Wk/kg) tandis que l'électrolyte organique aide à avoir une plus forte densité de puissance (jusqu'à 4,2Wh/kg) comme le montre le **Tableau 18**.

Électrode	Charbon actif	Charbon actif	Matériau d'insertion	Polymère conducteur
Électrolyte	Électrolyte ionique	Électrolyte organique	Acide sulfurique	Électrolyte organique
Énergie massique (Wh/kg)	de 0,2 à 1,1	de 2 à 4,2	de 2,7 à 5,5	11
Puissance massique (kW/kg)	de 1 à 10	de 0,1 à 1	de 10 à 100	100
Tension (V)	de 0,8 à 1,2	de 2 à 2,5	de 0,8 à 1,2	2,5

**Tableau 18. Caractéristiques des super-condensateurs [BEA 07]**

La seconde technologie dite électrochimique est basée sur des réactions faradiques à l'interface électrode/électrolyte. Le matériau de l'électrode est constitué soit par un oxyde de métal de transition non stœchiométrique (matériau d'insertion), soit par un polymère conducteur. L'électrolyte est soit composée d'acide sulfurique, soit d'un sel dissous dans un solvant aqueux ou organique. Le comportement capacitif est lié au blocage inhérent à la pénétration des ions dans la réaction interfaciale électrolyte/matériau d'électrodes.

Pour l'ensemble de ces systèmes de stockage, certaines limites sont à prendre en compte lors de leur intégration au système final. Par exemple, les batteries Li-ion ne peuvent pas être chargées directement si la tension en sortie du récupérateur est inférieure à 3.7V d'où l'importance du choix du circuit d'extraction de l'énergie. En outre, leur encombrement ne doit pas être négligé lors de leur intégration. Enfin, l'usage et la vitesse avec lesquels l'élément de stockage est utilisé, influence fortement sa durée de vie.

L'exploitation de condensateurs ou super-condensateurs en raison de leurs plus grandes densités de stockage présente l'avantage d'être moins influencée par la vitesse à laquelle l'énergie est stockée dans ou en dehors de ceux-ci. Comme l'interaction entre le circuit

## CHAPITRE 1

d'extraction d'énergie et le condensateur est négligeable, la modification du circuit d'extraction ne modifie en rien son action sur l'élément de stockage. Cependant au vue de la large gamme de tension pour laquelle ils fonctionnent, la régulation en tension devient plus complexe. Face à nos contraintes d'encombrement et aux faibles tensions récupérées à stocker pendant un intervalle de temps très court, les super-condensateurs semblent la solution de stockage la plus appropriée cependant ils sont sujet à des courants de fuites élevés.

La revue de littérature réalisée dans les parties ci-dessus nous a permis d'introduire l'ensemble des techniques de récupération d'énergie et de restitution de cette énergie. Cela, nous amène à nous poser les questions suivantes : où peut-on récupérer de l'énergie dans une suspension et quels sont les solutions connues déjà mise en place dans un véhicule ?

### **1.5. LOCALISATION DE L'ÉNERGIE DISPONIBLE DANS UNE SUSPENSION**

Dans un véhicule, les énergies vibratoires disponibles sont nombreuses. Elles se répartissent entre la masse suspendue et la masse non-suspendue sous forme d'énergie potentielle, cinétique et dissipée. L'énergie cinétique de ces masses se transforme pour être emmagasinée sous forme d'énergie potentielle dans le ressort de la suspension et dissipée dans l'amortisseur de cette dernière. Ces énergies varient au cours du temps. Elles dépendent à la fois du profil de route, de la vitesse de la voiture et de la masse du véhicule. Concernant l'énergie potentielle, elle est principalement disponible lors des phases de freinage. Par exemple, une voiture de taille moyenne roulant à 60mph, soit 96.56km/h, dissipe en moyenne une puissance allant de 100 à 400W durant la phase de freinage [ZUO 13].

De façon plus générale, on peut les diviser en trois grands groupes en tenant compte de leur rendement [DUP 12]. On appelle ainsi énergie :

- Utile, celle qui contribue positivement à la réalisation de la fonction principale de la voiture : déplacer la voiture en assurant sa stabilité et le confort des passagers,
- Neutre, celle qui n'a aucun effet visible sur la fonction principale,
- Opposée, celle qui peut provoquer des dommages ou des fonctions non désirées sur le système.

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

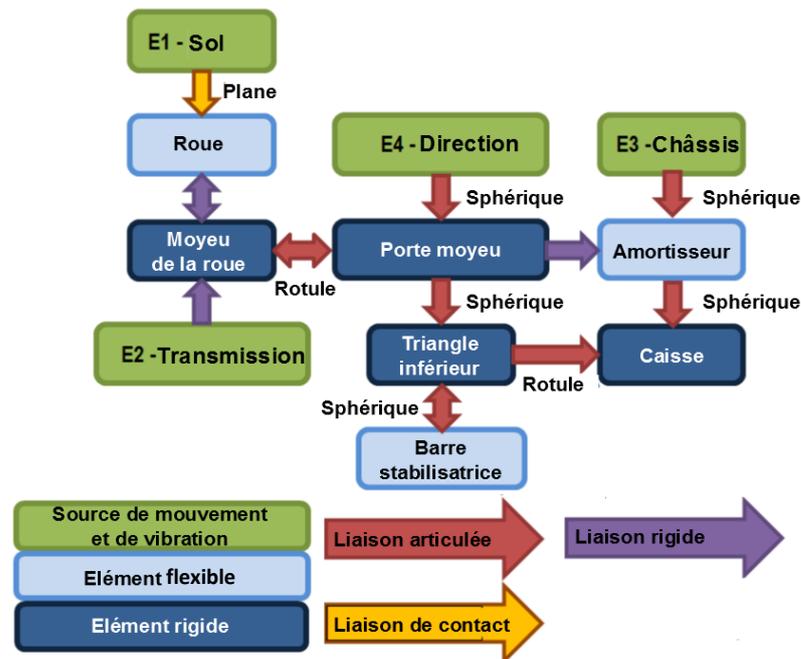


Figure 1.19 Analyse fonctionnelle d'une suspension automobile typique

Tous les flux d'énergie existants entre les composants principaux de la suspension sont illustrés sur la **Figure 1.19**. À partir de cette figure, on identifie les quatre sources principales d'énergie sur une voiture :

- **le sol (E1)** : les roues sont en contact avec le sol et ce sont les variations de hauteurs dues aux irrégularités de la surface de la route qui font varier le débattement des roues, provoquant une variation d'énergie potentielle dans le véhicule. L'énergie alors requise aux dépassements des obstacles par le véhicule est fournie par le moteur. En conséquence, ce flux d'énergie est de type opposé car il a un impact sur la stabilité de la voiture et sur le confort des passagers.
- **la transmission (E2)** : le couple du moteur est ici transféré à la roue via son moyeu. Ce flux d'énergie qui est utilisé par la voiture, est donc la cause du déplacement suivant l'axe horizontal du véhicule, mais il n'affecte pas directement la suspension. Cette énergie est donc de type neutre.
- **la caisse (E3)** : le châssis est normalement un élément de stockage. Le stockage de l'énergie s'effectue soit sous forme potentielle pour les mouvements verticaux, soit sous forme cinétique pour un mouvement horizontal plan. Dans les situations spécifiques tels que le freinage, l'accélération ou le changement de direction de la voiture, une partie de cette énergie emmagasinée est transférée à la suspension. Comme pour le sol, cette énergie est considérée comme de type opposée.

## CHAPITRE 1

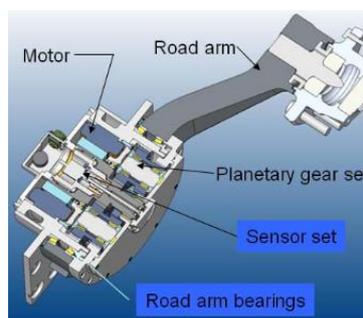
- **la direction (E4)** : l'angle imposé par le volant est transféré au travers du porte-fusée et du moyeu de la roue à la route. Ce flux d'énergie utile est la cause de la rotation du véhicule autour de l'axe vertical. Cet effet direct sur la suspension peut être omis, cependant lors d'un changement de direction, le châssis bouge en conséquence.

Toutes les actions de récupération d'énergie s'effectuent avec des pertes, c'est pour cette raison qu'il n'est pas recommandé d'utiliser les flux d'énergie utiles pour le fonctionnement du véhicule afin de ne pas perturber son fonctionnement global. En prenant en compte cette hypothèse, les seules sources raisonnablement exploitables sont celles du sol (E1) et du châssis (E3).

Généralement, la conversion d'énergie peut être effectuée sur toutes les liaisons et sur tous les éléments flexibles et rigides. La technologie de conversion électromagnétique et piézoélectrique devra donc être choisie en fonction de l'amplitude du mouvement disponible.

**Pour le cas des liaisons rigides**, la technologie piézoélectrique apparaît la plus adaptée sur les déplacements qui sont trop faibles pour être utiles à la conversion électromagnétique. La récupération d'énergie doit alors se faire au plus proche de la variation de la source de vibration.

**Pour les liaisons articulées**, c'est-à-dire la liaison rotule ou la liaison pivot, l'amplitude des déplacements est suffisante pour appliquer la technologie électromagnétique. Cette technologie ne doit cependant pas être employée pour les liaisons pivots entre le moyeu et le porte fusée car elle risque de perturber le comportement général de la suspension. La **Figure 1.20** illustre l'intégration d'un récupérateur d'énergie électromagnétique au sein des liaisons articulées du bras de suspension d'un véhicule de combat [JIN 13]. L'énergie qui en résulte, alimente la transmission et est donc une énergie utile. Elle n'est utilisable que lors des phases de freinage. Les liaisons rotules à cause de leurs trois degrés de liberté sont difficilement exploitables.



**Figure 1.20** Actionneur intégré à une suspension de véhicule de combat nommé ECASS [JIN 13]

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

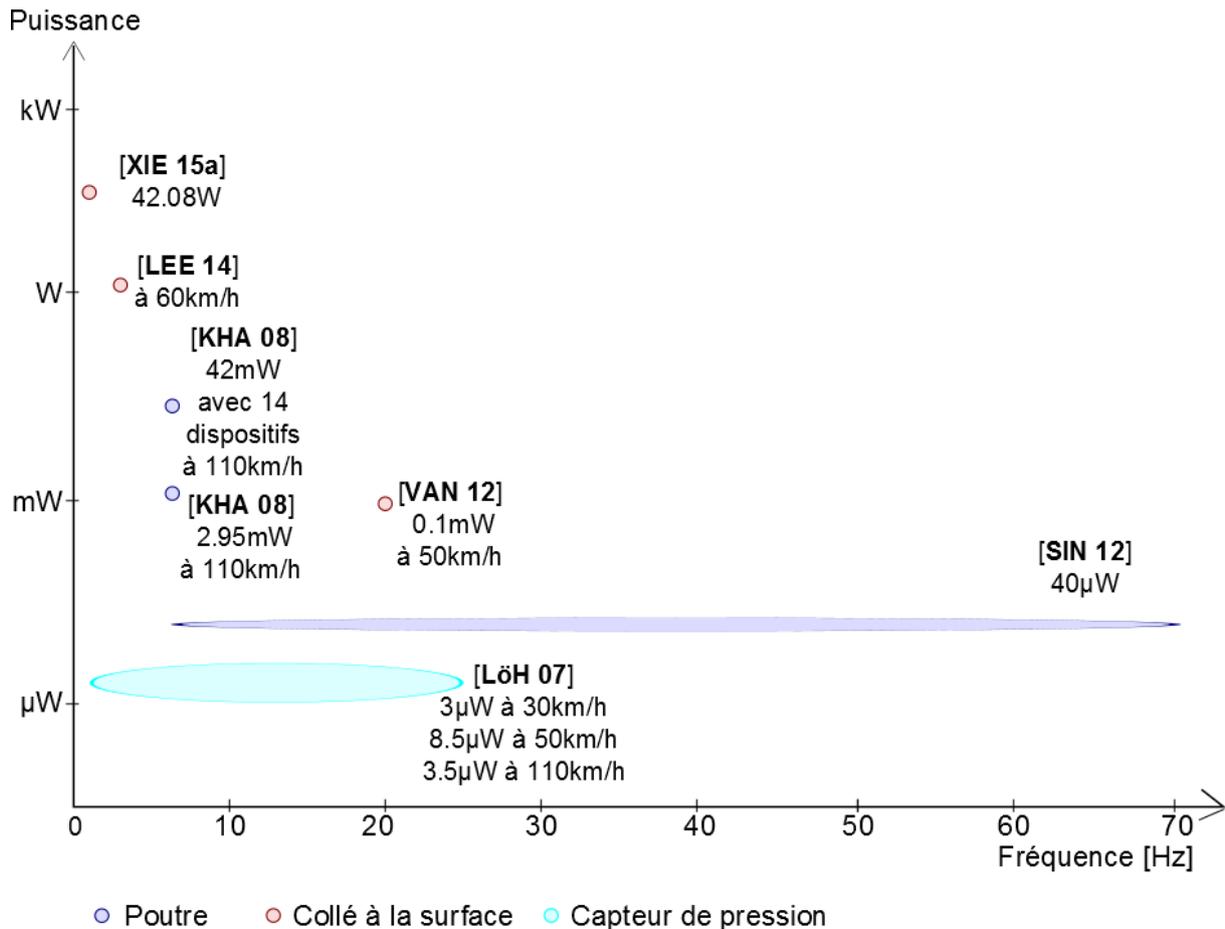
**Concernant les liaisons planes** entre le pneu et la roue qui ont trois degrés de liberté, c'est-à-dire deux translations horizontales et une rotation qui donne l'angle de braquage, le récupérateur d'énergie ne peut pas être placé sur la surface externe du pneu sans changer son coefficient de frottement. Par conséquent, seule la localisation de matériaux piézoélectriques à l'intérieur du pneu peut être considérée, sachant toutefois que l'ajout d'un tel système peut augmenter sa rigidité. Cette liaison est plane en raison de la déformation du pneu, cependant, une troisième translation selon la verticale est possible si le contact entre le pneu et la route n'est plus garanti en raison d'une variation soudaine de la route.

Techniques utilisées	Puissance récupérée	Tension récupérée	Déplacement (petit ou grand)	Mise en œuvre
Poutre [SNY 85, KHA 08, SIN 12]			Petit	
Collé à la surface [VAN 12, LEE 14, XIE 15a]			Petit	
Système amplifiant le mouvement de la roue [OLI 02]			Grand	 
Capteur de pression [ROU 08, Löh 07]			Petit	

**Tableau 19. Avantages et inconvénients des récupérateurs d'énergie piézoélectrique intégrables dans les connexions planes telles que le pneu dans une suspension automobile**

Comme illustré par le **Tableau 19**, plusieurs types de récupérateur (**Annexe 8**) peuvent être intégrés à la roue du véhicule : soit sous forme de poutres [SNY 85, KHA 08, SIN 12] afin d'utiliser une conversion à la résonance de cette dernière, soit collés à la surface du pneu afin de convertir les déformations propres de la structure du pneumatique [VAN 12, LEE 14, XIE 15a], ou avec des systèmes plus complexes amplifiant le mouvement de débattement de la roue [OLI 02] ou bien des capteurs de pression intégrant un système de récupération pour la transmission des données [ROU 08, Löh 07].

Le **Tableau 19** montre que la plupart des récupérateurs intégrés à la roue convertissent les petits déplacements sauf celui dont le mouvement de battement de la roue est amplifié par un système annexe avant d'être converti [OLI 12]. Les niveaux de puissance et de tension sont alors plus importants à cause des grands déplacements, cependant la mise en œuvre d'un tel système reste complexe. Les autres systèmes de récupération d'énergie ont un rendement moindre mais sont plus faciles à mettre en œuvre. Les capteurs de pression [ROU 08, Löh 07] sont par exemple des solutions couramment utilisées dans le domaine automobile.



**Figure 1.21 Performances des récupérateurs d'énergie piézoélectrique intégrables dans les connexions planes telles que le pneu dans une suspension automobile**

Pour l'ensemble de ces méthodes, la puissance récupérable est de l'ordre du microwatt jusqu'au watt comme le montre la **Figure 1.21**. Les éléments piézoélectriques collés à la surface ressortent de cette étude en termes de puissance car ils permettent d'atteindre des puissances de l'ordre du watt, puis viennent les capteurs sous forme de poutre et finalement les capteurs de pression.

**Pour les éléments flexibles**, l'amplitude des déformations est décisive pour le choix de l'élément de conversion et l'on sait que la technologie piézoélectrique est exploitable pour convertir les faibles déformations. [XIA 15] *et al.* ont étudié la possibilité d'insérer un élément piézoélectrique dans un amortisseur en proposant une étude théorique et en la validant expérimentalement en attachant le récupérateur piézoélectrique sur l'amortisseur. Ainsi, il est possible de récupérer une tension de 0.33V à 38.58Hz pour une accélération de 0 à 1.5m/s<sup>2</sup>. Les auteurs [XIE 15b] *et al.* proposent de lier les masses suspendue et non-suspendue avec un élément piézoélectrique afin de produire une puissance efficace comprise entre 340W et 738W pour une vitesse de 35m/s sur une route rugueuse de mauvaise qualité. En outre, comme la technologie électromagnétique est utilisable pour les grands

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

déplacements, l'amortisseur convient bien à cette seconde technologie car il se caractérise par un mouvement linéaire important autour de 10cm. L'emploi d'un récupérateur électromagnétique assurera ainsi une bonne conversion de l'énergie, comme le montrent les exemples du **Tableau 20** allant jusqu'à récupérer une puissance avoisinant 400W à 96km/h [ZUO 13].

Plusieurs types de récupérateurs ont déjà été intégrés dans le corps d'un amortisseur comme les récupérateurs non-électromagnétiques et électromagnétiques (**Annexe 8**). Ces deux grandes familles sont divisibles en plusieurs sous-classes.

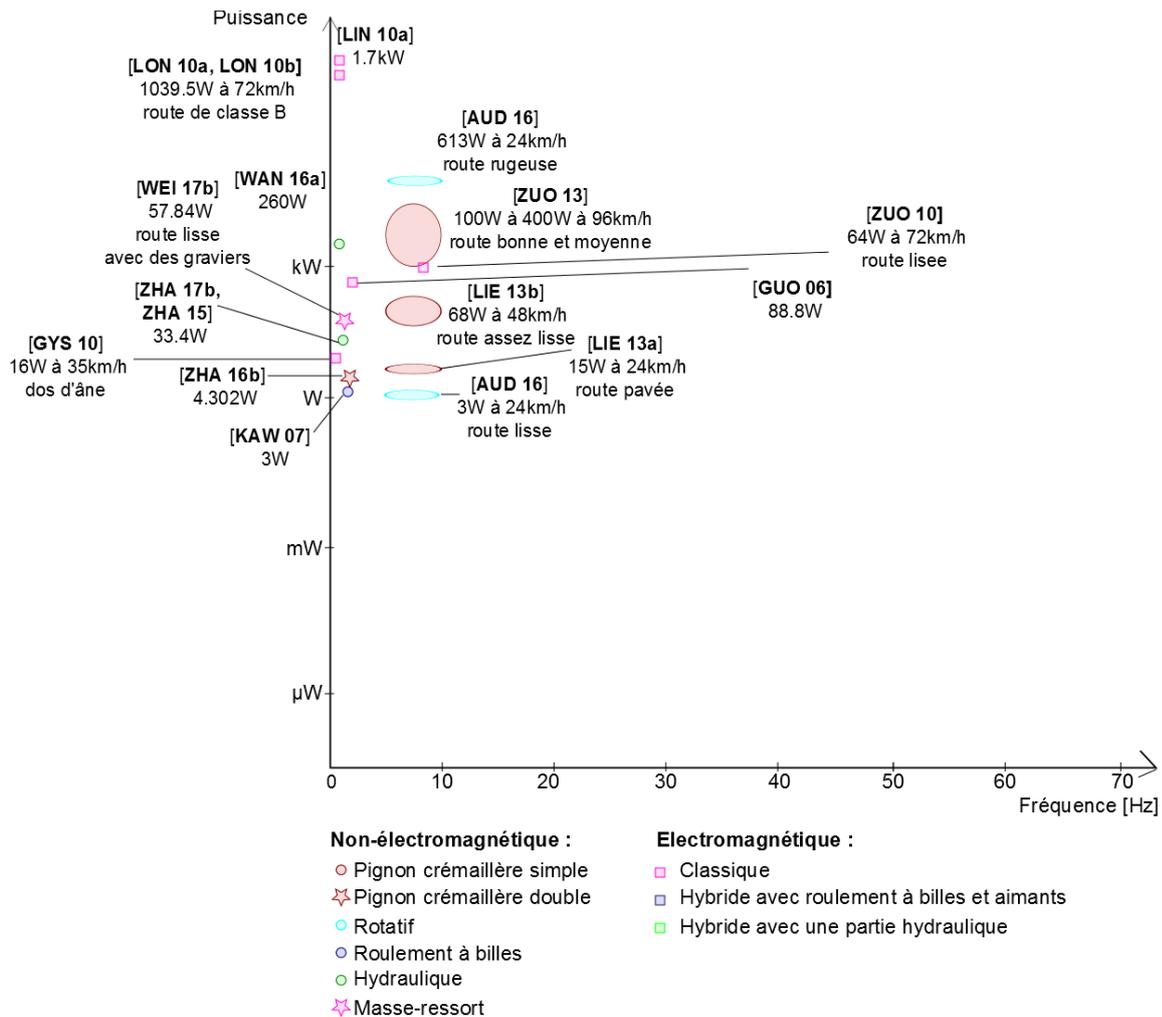
Les récupérateurs de type non-électromagnétiques peuvent être constitués d'un système de pignon crémaillère simple [ARS 71, LI 13a, LI 13b, ZUO 13] ou double [ZHA 16a], rotatifs [LI 13c, AUD 16], avec un roulement à billes [KAW 07], hydrauliques [ZHA 15, WAN 16a, ZHA 17b] ou bien composés de système masse-ressort [WEI 17b].

Techniques utilisées		Puissance récupérée	Tension récupérée	Déplacement (petit ou grand)	Mise en œuvre
Non-électromagnétique	Pignon crémaillère simple [ARS 71, LI 13a, LI 13b, ZUO 13]			Grand	
	Pignon crémaillère double [ZHA 16a]			Grand	
	Rotatif [LI 13c, AUD 16]			Grand	
	À roulement à billes [KAW 07]			Grand	
	Hydraulique [ZHA 15, WAN 16a, ZHA 17b]			Grand	
	Masse-ressort [WEI 17b]			Grand	
Électromagnétique	Classique [GUP 06, LON 10a, LON 10b, LIN 10a, LIN 10b, STR 07, ZHA 07, ZUO 10, GYS 10, TAN 14, GOL 05, DEM 17]			Grand	
	Hybride avec roulement à billes et aimants [ZHA 12, MON 12]			Grand	
	Hybride avec une partie hydraulique [EBR 08, EBR 09]			Grand	

**Tableau 20. Avantages et inconvénients des dispositifs de récupération d'énergie intégrables dans les éléments flexibles tels que les amortisseurs dans une suspension automobile**

## CHAPITRE 1

Les récupérateurs électromagnétiques sont soit de type classique [GUP 06, LON 10a, LON 10b, LIN 10a, LIN 10b, STR 07, ZHA 07, ZUO 10], hybrides avec des roulements à billes et des aimants permanents [ZHA 12, MON 12] ou bien hybrides avec une partie hydraulique [EBR 08, EBR 09]. Nous pouvons noter que les systèmes suivants sont des systèmes linéaires électromagnétiques intégrés dans un amortisseur de voiture [GYS 10, TAN 14, GOL 05] et ont fait l'objet de tests sur route.



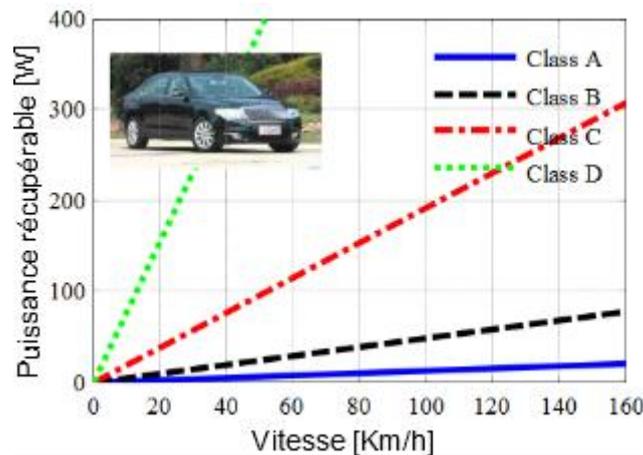
**Figure 1.22 Performances des dispositifs de récupération d'énergie intégrables dans les éléments flexibles tels que les amortisseurs dans une suspension automobile**

Comme illustré sur le **Tableau 20**, certaines techniques sont plus faciles à mettre en place que d'autres. Nous noterons que la solution électromagnétique dite classique et le système masse-ressort non électromagnétique sont les plus faciles à intégrer si on les compare aux autres techniques. Toutes les techniques sans exception convertissent les grands déplacements avec des niveaux d'énergie plus ou moins importants. Celles qui ressortent de cette étude sont le type rotatif non-électromagnétique et le type classique et hybride avec une partie hydraulique

## Récupération d'énergie dans une suspension automobile pour l'alimentation d'un amortisseur semi-actif autonome

pour les récupérateurs électromagnétiques. La **Figure 1.22** confirme ces résultats en termes de récupération d'énergie.

Comme indiqué par [ZHA 17a], il est possible de récupérer environ 200W à une vitesse de 100km/h si la route est dite de classe B dans un amortisseur. La classe B correspond à une route dotée d'un nouveau revêtement. Cette classe fait partie de la classification des routes de l'*International Roughness Index* (IRI). En outre, l'énergie récupérée est plus ou moins importante en fonction de l'état de surface de la route comme le montrent les courbes de la **Figure 1.23**. Les récupérateurs de type électromagnétiques linéaires ont fait l'objet de nombreuses études (voir **Tableau 20**), de par leurs résultats expérimentaux, le potentiel de tels récupérateurs est démontré. Il est donc possible de récupérer une puissance de l'ordre de la dizaine de watts.



**Figure 1.23 Puissance potentiellement récupérable dans un amortisseur d'une voiture particulière [ZHA 17a]**

La barre stabilisatrice travaille quant à elle en torsion et se déforme sur toute sa longueur. Il est dans ce cas difficile d'utiliser un récupérateur électromagnétique. La technologie piézoélectrique pourrait être exploitée mais aurait un faible rendement.

En résumé, il est possible d'intégrer dans les liaisons articulées, planes ou flexibles d'un véhicule, un récupérateur piézoélectrique ou électromagnétique et d'obtenir des niveaux de puissance acceptable au vu de l'application envisagée. Nous avons donc choisi d'intégrer un récupérateur d'énergie électromagnétique dans le corps de l'amortisseur et un récupérateur piézoélectrique sur la masse non-suspendue du véhicule.

### CONCLUSION

Dans ce chapitre, l'analyse des flux d'énergie dans une suspension automobile de type Macpherson a mis en évidence le besoin de bien positionner les récupérateurs d'énergie dans la suspension afin d'optimiser cette dernière. L'état de l'art a également joué un rôle majeur quant à la prise de décision sur le type de récupérateur à utiliser.

De ces études, il ressort qu'une des localisations les plus propices à la récupération d'énergie dans la suspension se situe au niveau de l'amortisseur. Bien qu'il existe d'autres emplacements, le choix concernant les récupérateurs d'énergie s'est dirigé vers l'exploitation du mouvement de débattement du piston dans le corps de l'amortisseur ainsi que les vibrations mécaniques issues de la caisse. Au vu de l'amplitude des mouvements dans ces deux cas de figure et après analyse de l'état de l'art, les conversions électromagnétique et piézoélectrique ont été adoptées.

Les choix technologiques se sont portés d'une part, sur l'intégration d'un récupérateur électromagnétique dans le corps de l'amortisseur et d'autre part, sur l'intégration d'une poutre résonante piézoélectrique sur la caisse de la voiture. Les grandeurs obtenues répondent au besoin énergétique de la consommation électrique de transducteurs simples.

Le moyen de stockage et le circuit d'extraction qui ont été choisis dans cette thèse sont des condensateurs à film plastique ayant un courant de fuite faible et un grand epsilon ainsi qu'un pont de diode à double alternance.

Afin d'assurer un fonctionnement optimal de ces techniques, il est primordial dorénavant d'une part, de connaître précisément les sources d'énergies dans une suspension ainsi que les mécanismes de conversion de l'énergie vibratoire par effet électromagnétique et piézoélectrique et, d'autre part, de démontrer la faisabilité de ces techniques.

Dans ce but, le **Chapitre 2** s'orientera sur l'analyse du comportement d'une suspension en fonction des sources d'excitation. Le **Chapitre 3** sera consacré à l'analyse du récupérateur piézoélectrique, tandis que le **Chapitre 4** sera dédié à l'analyse du récupérateur électromagnétique. Le **Chapitre 5** montrera la faisabilité des deux récupérateurs en proposant d'observer leurs contributions conjointes sur un même cas d'étude.

# Etude des sources d'énergie disponibles

## *CHAPITRE 2*

**ÉTUDE DES SOURCES D'ÉNERGIE DISPONIBLES**

---

**Introduction**

<b>2.1 Les sources d'excitation du véhicule</b>	<b>p.51</b>
2.1.1 La route	p.51
2.1.2 Les parties tournantes	p.54
<b>2.2 Réponse mécanique et acoustique du véhicule</b>	<b>p.56</b>
2.2.1 Les modes de corps rigide	p.56
2.2.2 Les modes de structures	p.57
2.2.3 La résonance acoustique	p.57
<b>2.3 Modélisation de la suspension automobile</b>	<b>p.58</b>
2.3.1 Présentation des méthodes de modélisation	p.58
Méthodes d'approximation d'un problème continu	p.59
Méthodes physiques	p.60
2.3.2 Modélisation de la suspension	p.61
Représentation de la suspension dans la littérature	p.61
Modèle Bond Graph des représentations du quart et du demi-véhicule	p.66
<b>2.4 Simulation et analyse</b>	<b>p.69</b>
2.4.1 Dos d'âne standard avec le modèle Bond Graph du quart de véhicule	p.69
2.4.2 Dos d'âne standard avec le modèle Bond Graph du demi-véhicule	p.71
<b>2.5 Conclusion</b>	<b>p.73</b>

### INTRODUCTION

Ce chapitre a comme principal objectif de quantifier théoriquement l'énergie distribuée dans une suspension automobile lorsque le véhicule est en service.

En premier lieu, nous présenterons les différentes sources d'énergie mécanique vibratoire susceptibles d'exciter la suspension, puis nous étudierons leurs impacts sur son comportement. Dans ce but, un état de l'art sur la mise en vibration du véhicule sera effectué et nous verrons que trois grands domaines d'étude ressortent : le domaine des modes de corps rigides, celui des modes de structure et enfin celui correspondant aux résonances acoustiques.

Partant du constat que la suspension a déjà fait l'objet de nombreuses études, nous dresserons dans un second temps un bilan des différentes méthodes de modélisation lui étant associées, le but étant d'en ressortir la méthode la plus appropriée pour la récupération d'énergie au sein d'une suspension. Après une revue des méthodes existantes, l'approche Bond Graph qui est bien adaptée aux approches multi-physiques et à l'analyse des échanges de puissance dans un système sera choisie. Pour illustrer cette méthode, nous étudierons deux représentations de la suspension : le modèle de quart de véhicule et le modèle de demi-véhicule.

Ainsi, un bilan de puissance et d'énergie en fonction des différentes sollicitations imposées à la suspension sera réalisé et la méthode Bond Graph nous donnera l'opportunité d'analyser ces deux représentations.

### 2.1. LES SOURCES D'EXCITATION DU VEHICULE

Les sources d'excitation du véhicule sont nombreuses. Elles peuvent être divisées en deux grandes classes [SAI 12] : les sources dites « externes », c'est-à-dire en rapport avec la rugosité de la route et les sources dites « internes » issues des parties tournantes comme les roues, les pneus, la ligne de transmission et le moteur.

#### 2.1.1. La route

Par définition, la route ne correspond pas à une surface plane idéale mais plutôt à une succession d'irrégularités. À titre d'exemple, on peut citer les imperfections de surface, les dépressions mineures et superficielles fréquentes que l'on observe en raison d'un usage important par les véhicules, ou bien encore les trous et l'érosion sous forme de ravines ou de crevasses qui surviennent après le passage des différentes saisons.

## CHAPITRE 2

Dans la littérature, on retrouve plusieurs index qui permettent de caractériser cette surface [JOH 14, BOG 12]. Le plus commun en Europe est l'*International Roughness Index* (IRI). Il sert à quantifier la qualité du revêtement et donne un aperçu global sur la qualité du parcours, sur le chargement dynamique des roues et sur les conditions de surface.

L'IRI correspond à l'uni longitudinal de la chaussée qui est une mesure de la réaction d'un véhicule par rapport à la perception des usagers circulant sur une surface déformée de la chaussée. L'uni reflète la régularité du profil de chaussée. L'analyse de cette mesure nécessite généralement une mise à l'échelle par rapport au mouvement approximatif de la suspension afin d'obtenir une valeur finale de rugosité exprimée en m/km [SAY 89].

La qualité de la chaussée est considérée comme excellente lorsque cet IRI est inférieur à 2.5m/km, bonne de 2.5m/km à 3.5m/km, acceptable de 3.5m/km à 5.5m/km, mauvaise de 5.5 à 10.5 m/km et médiocre lorsqu'il est supérieur à 10.5m/km.

Tous les types de route sont classés en fonction de ce standard IRI (**Figure 2.1**) : aussi la classe F correspond à une route non-pavée, la classe E à une route avec des pavés endommagés, la classe D à des routes non pavées entretenues, la classe C à des anciennes chaussées, la classe B à des nouvelles chaussées et enfin la classe A aux autoroutes et aux pistes d'atterrissage. Ainsi, l'approximation des valeurs de l'IRI se rattache directement aux classes des chaussées : 13.59m/km pour la classe F, 7.28m/km pour la classe E, 6.55m/km pour la classe D, 3.88m/km pour la classe C, 2.48m/km pour la classe B et 1.21m/km pour la classe A, voir **Figure 2.1**.

Cette classification dépend aussi de la vitesse normale d'utilisation en fonction du type de route donnée. Sur une route non-pavée de classe F, il est d'usage de limiter la vitesse du véhicule à 60km/h, voire de l'abaisser jusqu'à 30km/h. De même pour une route avec un niveau de revêtement bon de classe B ou C, il est possible selon la limite autorisée de circulation en vigueur de dépasser les 100km/h comme le montre la **Figure 2.1**.

La définition du profil de route avec la norme de référence IRI qui le caractérise, constitue non seulement une information primordiale quant à la conception d'un modèle de suspension, mais aussi une information pratique sur les mouvements d'entrée provenant de la suspension. La non-prise en compte de cette classification lors de la conception d'un véhicule entraîne généralement un probable endommagement de certaines pièces de la voiture de même qu'un inconfort.

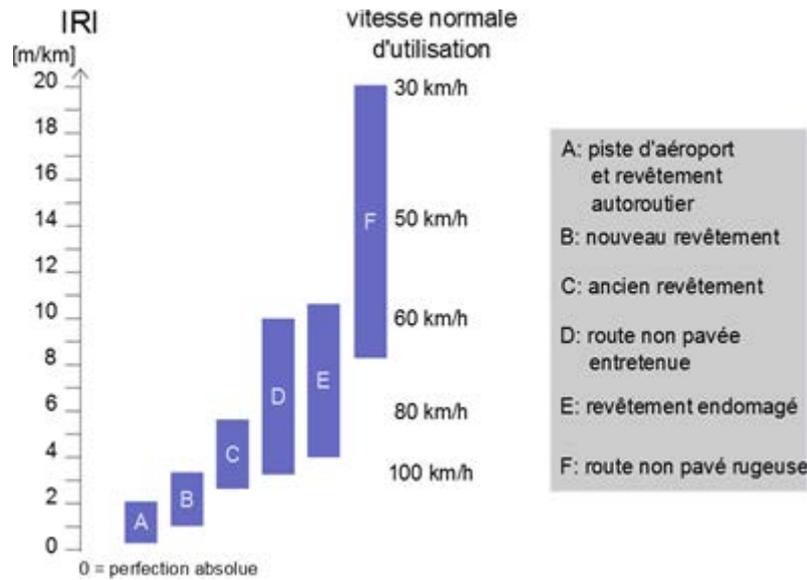


Figure 2.1 Classification des routes en fonction de l'IRI [SAY 98]

Par rapport à cet inconfort, nous pouvons noter que le corps humain est sensible à la fois aux vibrations, ainsi qu'aux accélérations verticale et horizontale lorsqu'il est à bord du véhicule en position assise (Figure 2.2).

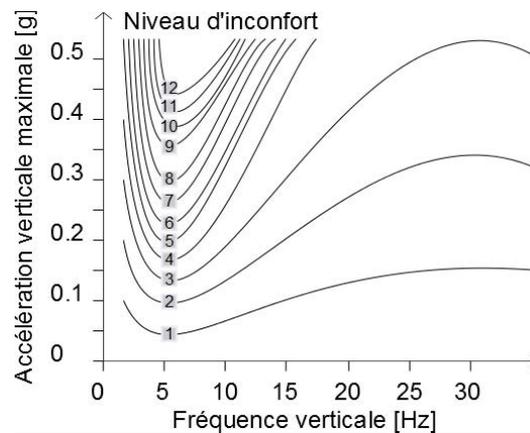


Figure 2.2 Sensibilité du corps humain aux vibrations mécaniques – chacune des courbes correspond à un niveau d'inconfort donné

Lorsque l'on analyse la Figure 2.2 qui représente les niveaux d'inconfort en fonction de l'accélération et de la fréquence, on peut observer que le corps humain a une tolérance minimale aux vibrations verticales d'environ 5Hz à cause de la fréquence de résonance de la cavité abdominale qui est de 1Hz. Les études sur la perception des vibrations n'incluent pas seulement les vibrations des sièges mais également les vibrations du volant et du plancher du véhicule [SAY 98], c'est donc pour cette raison que les passagers sont isolés des fortes accélérations associées à l'état de surface de la route à l'aide des suspensions et des pneus [BLU 14].

## CHAPITRE 2

En outre, les irrégularités de la route sont une source majeure de vibrations et la réponse en fréquence de la suspension dépend principalement de son profil. A de très faibles fréquences, la caisse bouge en concordance avec la route, tandis qu'à la fréquence de résonance comprise entre 1Hz et 2Hz de la masse amortie, c'est-à-dire suspendue, le mouvement de la caisse est amplifié. Pour des fréquences plus élevées, la caisse absorbe les perturbations dues à la route. La fréquence de résonance de la masse non-amortie c'est-à-dire celles des roues, se situe quant à elle entre 10Hz et 15Hz et ce phénomène peut être réduit mais pas complètement supprimé.

En conclusion, la route a un fort impact sur les pièces mécaniques de la suspension ainsi que sur le corps humain. De ce constat, il découle que le choix des paramètres de la suspension est d'une part dépendant des performances d'isolation désirées par rapport aux classifications des profils de route et, d'autre part, qu'il est imposé par les limites du corps humain en termes de confort et de sécurité des personnes au sein du véhicule.

### 2.1.2. Les parties tournantes

Les sources d'excitation liées aux parties tournantes du véhicule dépendent de la vitesse du véhicule : pour des vitesses réduites, elles proviennent du moteur, de la prise d'air, de l'échappement et du pot d'échappement, de la boîte de vitesse et de la ligne de transmission, du système de refroidissement, de la carrosserie. Pour les vitesses élevées, ces sources sont principalement issues des pneus qui sont en interaction directe avec le revêtement.

L'excitation due au moteur est liée au phénomène d'explosion dans les cylindres qui provoque la mise en vibration de plusieurs pièces du moteur, diffusant par ce biais cette excitation primaire. Celle-ci se répercute principalement via la chambre de combustion et le carter à huile, et est bien sûr dépendante du régime moteur, de sa charge et de sa cylindricité. L'analyse des basses fréquences montre un lien direct à la fréquence d'allumage et à ses harmoniques, ce qui rend la caractérisation complexe [LI 01]. Les hautes fréquences découlent de la combinaison de plusieurs sources comme la combustion, le piston Slap du moteur, l'injection du carburant et la soupape d'admission qui se situent autour de 2kHz tandis que la fréquence de la valve d'échappement varie entre 1 et 2kHz.

Les sources d'excitation liées à la prise d'air, à l'échappement ainsi qu'au pot d'échappement peuvent être analysées en basse fréquence. Concernant ce point, [SAT 00] *et al.* donnent les principales fréquences de résonance associées au niveau de bruit d'échappement pour

plusieurs configurations comprises entre 0 et 2000Hz.

Pour leur part, les fréquences de résonance de la boîte de vitesse et de la ligne de transmission sont en partie dues au transfert de vibrations du bloc moteur. La plage de fréquence de la transmission se situe habituellement entre le Hz et le kHz sachant que le premier mode de vibration apparaît entre 2 et 8Hz selon le rapport sélectionné de la boîte de vitesse. Dans leur travaux, [THE 04] *et al.* analysent les principaux modes de vibration de la ligne de transmission pour des fréquences allant de 0 à 4000Hz. De cette étude, il ressort que la plus grande contribution énergétique survient lorsque les modes de flexion de l'arbre avant et arrière de la transmission sont combinés. Au total, ce sont seize modes qui ont été identifiés pour des fréquences inférieures à 85Hz [BRI 00].

Les sources d'excitations liées au système de refroidissement dépendent en réalité du ventilateur qui le compose. L'excitation vibratoire apparaît en effet lorsqu'il tourne à de grandes vitesses c'est-à-dire principalement lors de son fonctionnement.

L'influence des turbulences de l'air sur la carrosserie est en revanche négligeable car de nos jours les constructeurs ont amélioré l'aérodynamisme du véhicule dans le but de réduire la consommation de carburant.

L'interaction du pneu avec le revêtement est essentiellement observée à plus grande vitesse et se traduit par la vibration des pneumatiques. Elle se produit lors :

- du glissement du pneu sur le revêtement. Cela a pour effet d'engendrer des forces tangentielles sur la bande de roulement du pneu et ainsi provoquer une vibration des nervures dans le sens tangentiel et radial. Ce phénomène se produit soit à basse vitesse, soit lors d'accélération, de prise de virage ou de freinage.
- du décollement du pneu alors que ce dernier possède une adhérence forte avec le revêtement. C'est le cas par exemple lorsque l'on roule avec des pneus hiver en été.
- de la compression-détente de l'air (*d'air pumping*) entre les pneumatiques et la chaussée.
- de l'apparition de l'effet dièdre ou papillon : l'excitation produite par l'un des cas cités précédemment est alors amplifiée en raison de l'espace cunéiforme entre le pneu et la chaussée. Cette excitation est réfléchi plusieurs fois entre la bande de roulement et la chaussée.

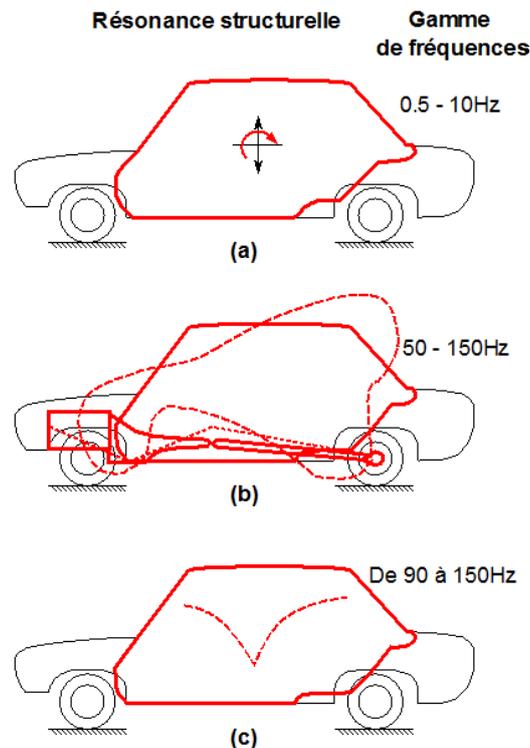
Les sources d'excitation dans le véhicule ayant été définies, c'est tout naturellement que nous

allons nous intéresser à la réponse mécanique et acoustique du véhicule.

## 2.2. REPOSE MECANIQUE ET ACOUSTIQUE DU VEHICULE

La réponse du véhicule à l'ensemble de ces sollicitations mécanique et acoustique couvre une large bande de fréquence. Cela implique qu'il est possible de récupérer de l'énergie sur l'ensemble de cette bande. Cependant, dans le cadre de notre étude nous nous concentrerons sur la plage allant de 0 à 150Hz où à priori on peut récupérer le plus d'énergie (**Figure 2.3 [JHA 76]**). On y trouve les plus fortes densité d'énergie.

L'étude des vibrations dans cette plage de fréquence est divisée en trois catégories : les modes de corps rigide (**Figure 2.3-a**), les modes de structures (**Figure 2.3-b**) et la résonance acoustique (**Figure 2.3-c**).



**Figure 2.3** Fréquences de résonances présentes dans un véhicule en mouvement [JHA 76] : (a) modes de corps rigide dans les suspensions et les roues, (b) modes de structures du châssis et des éléments de carrosserie, et (c) résonance acoustique du compartiment passager

### 2.2.1. Les modes de corps rigide

Par définition, les modes de corps rigide correspondent aux modes des masses indéformables entrant en résonance sur différentes fixations élastiques. À titre d'exemple, on peut citer les modes de moteur, les modes de rebond de la roue ou de battement, les modes de train avant et arrière, les modes du pare-chocs ou des parois de l'habitacle, etc. [NEF 82] *et al.* donnent

ainsi en détail les premières fréquences propres des modes de corps rigide du pare-chocs et des parois de l'habitacle passager. Le pare-choc se par hypothèse un mouvement de corps rigide dans la direction longitudinale. Les premières fréquences de résonance du pare-chocs et des parois rigides se situent respectivement à 35.6Hz et à 47.7Hz. Dans ce cas de figure, deux modes de couplage apparaissent l'un à 40Hz et l'autre à 41.7Hz. A basse fréquence, le mouvement du pare-chocs est le plus influent tandis qu'à haute fréquence, c'est celui de la pression exercée sur l'habitacle passager qui devient prépondérant.

### 2.2.2. Les modes de structures

Les modes de structures sont ceux pour lesquels la structure se déforme. Il s'agit des mouvements de train ou de flexion du châssis, ou des éléments de carrosserie. Concernant ces modes de structures, les auteurs [GON 03] *et al.* pointent l'existence de plusieurs fréquences bien connues autour de 50Hz, voir le **Tableau 1**. Les modes de structures sont nombreux, que ce soit dans les basses fréquences ou dans les hautes fréquences. Pour notre étude, nous nous limiterons à la présentation des premières basses fréquences car c'est là que l'énergie potentiellement récupérable est la plus élevée.

Mode	Fréquence propre (Hz)	Description
1	6.97	Mode de flexion et de torsion
2	9.41	
3	10.96	
4	13.81	
5	25.26	
6	32.41	Mode de torsion vertical
7	38.55	Mode de flexion et de torsion
8	45.95	Mode de torsion latéral
9	50.27	Mode local (plancher)
10	50.31	Mode local (plancher)

**Tableau 1 Mode de structures et fréquences propres associées[GON 03]**

### 2.2.3. La résonance acoustique

Il est également important de souligner que les voitures sont pourvues de parois métalliques minces et flexibles qui entrent facilement en vibration, ce qui facilite la diffusion des bruits, d'autant plus que l'habitacle passager du véhicule forme une cavité fermée. Bien que le niveau de pression acoustique aux basses fréquences soit supposé être constant, certaines parties de la voiture vibrent plus que d'autres amplifiant le volume sonore de façon imprévisible aux basses fréquences. Évidemment, plus l'habitacle de l'automobile sera isolé,

## CHAPITRE 2

plus ces variations pourront être atténuées.

En outre l'élément à retenir est que le niveau de bruit ambiant des voitures dépend de la vitesse du véhicule, les sources dominantes de bruits provenant de divers endroits comme : le moteur [WAN 17c], le roulement dû au roulement des pneus sur la chaussée [ANF 13], l'échappement ou l'aérodynamisme. En termes de fréquence, on distingue d'une part le bruit du moteur qui se propage à basse fréquence, d'autre part le bruit de roulement sur la chaussée et certains éléments mécaniques du moteur à moyenne fréquence et enfin, les bruits aérodynamiques et ceux de soufflerie à haute fréquence.

Rappelons également que les premiers modes de la résonance acoustique de l'habitacle dépendent à la fois du type de véhicule et aussi de la présence ou non des sièges passagers. Par exemple, [NEF 82] *et al.* montrent qu'en présence de sièges, les premières fréquences de résonance sont situées respectivement à 60Hz, 110Hz, 152Hz et 179Hz, tandis que la fenêtre arrière possède une multitude de fréquences propres comprises entre 0 et 250Hz. Enfin, la résonance acoustique du compartiment passager apparaît autour de 73Hz.

Bien que l'on puisse récupérer de l'énergie sur une grande plage de fréquence, on se limitera dans cette étude aux modes de corps rigides car ce sont ceux qui produisent les plus grands déplacements : c'est donc sur cette plage de fréquence que l'on doit récupérer le plus d'énergie.

### 2.3. MODELISATION DE LA SUSPENSION AUTOMOBILE

Dans cette partie, le but est de déterminer l'approche de simulation la plus adaptée pour notre application. Il s'agit d'une part, que cette technique soit capable de simuler l'énergie vibratoire au sein du véhicule aux basses fréquences et d'autre part, qu'elle permette également un couplage avec les récupérateurs d'énergie électromagnétique et piézoélectrique sélectionnés au **Chapitre 1**. Dans ce sens, un rappel sur les différentes méthodes développées dans la littérature est effectué.

#### 2.3.1. Présentation des méthodes de simulation

Parmi les approches de simulation généralement employées au sein d'une suspension, on peut citer d'une part, les techniques mathématiques basées sur les approches à paramètres localisés, les approches à paramètres distribués tels que la méthode des éléments finis (FEM) ou la méthode des éléments de frontières (BEM) et d'autre part, les techniques plus physiques

comme la méthode Bond Graph ou les schémas blocs. Chacune de ces approches sera plus amplement décrite par la suite.

### *2.3.1.1. Méthodes d'approximation d'un problème continu*

Même si dans l'idéal, nous souhaitons une solution exacte en réponse aux modèles, il est difficile de l'obtenir surtout dans le domaine de l'automobile où les systèmes sont complexes et où beaucoup de paramètres interagissent. Cependant, l'emploi des approches à paramètres localisés ou distribués offre l'avantage de se rapprocher au plus près de la réalité.

#### a) Approche à paramètres localisés

On parle généralement d'approche à paramètres localisés quand on considère que les grandeurs physiques et le comportement d'un système sont homogènes au sein d'un domaine délimité pour des frontières virtuelles. Cela se traduit en mécanique par une représentation de type systèmes masse-ressort à un ou plusieurs degrés de liberté en fonction du nombre de masses choisies [RAJ 11]. Plus précisément, ces systèmes constitués par une ou plusieurs masses accrochées à un ou plusieurs ressorts sont des représentations simplifiées de systèmes continus puisqu'ils ne tiennent compte que des premiers modes de fréquence. Ils sont ainsi gouvernés par une simple équation différentielle dépendant du temps, l'espace n'étant pas pris en compte dans les équations. Par voie de conséquence, le temps de calcul est fortement réduit et les résultats constituent une première approximation d'un système continu.

#### b) Approche à paramètres distribués

Il est parfois utile de considérer le système ou une partie de ce dernier à l'aide d'une approche à paramètres distribués ou répartis. Dans ce cas, les paramètres et le comportement du système dépendent aussi des coordonnées spatiales. Parmi les méthodes à paramètres distribués, on peut citer en premier lieu la méthode des éléments finis [LAR 13, WHI 17] qui sert à résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles traduisant par exemple le comportement d'objets très complexes. L'algorithme de résolution et la qualité de la discrétisation du système continu sont la clé pour trouver une solution approchée. Cette méthode aide à résoudre de façon discrète et approchée un problème donné et est adaptée à la modélisation des modes de structures.

En second lieu, la méthode des éléments de frontière est un autre outil de résolution

## CHAPITRE 2

numérique [GAU 03]. Elle est une alternative à la méthode des éléments finis lorsque le domaine de modélisation devient infini et permet la résolution d'équations aux dérivées partielles en mécanique des fluides, en acoustique, en électromagnétique ou bien en mécanique de la rupture. Cette méthode est plus performante pour la partie acoustique que les autres méthodes de modélisation présentées ci-dessus, mais elle demeure plus complexe à mettre en place.

### 2.3.1.2. Méthodes physiques

Par définition, le langage Bond Graph est un outil de représentation graphique d'un système dynamique physique capable de décrire les transferts d'énergie au sein de ce système. Grâce à son approche physique et graphique, il est donc aisé d'optimiser et de prédire la totalité de l'énergie stockée dans la suspension mais aussi en sortie des récupérateurs d'énergie. Ce langage a déjà fait ses preuves dans le domaine automobile puisque dans la littérature, plusieurs véhicules complets ont été modélisés suivant différents degrés de complexité tout en prenant en compte la structure de la base de la suspension (roue, suspension et châssis) ainsi que des pièces additionnelles comme par exemple les freins et la direction [MAR 01] ou la transmission et le moteur (simplifié) [FIL 07]. Ainsi, Silva *et al.* [SIL 08] ont proposé un modèle de véhicule électrique avec des moteurs à inductions incluant les interactions électromagnétiques (ABS, freinage par récupération d'énergie, etc...) avec la possibilité de faire évoluer les variables lors de situation à risques [SIL 10]. De même, une suspension active a également été implémentée au sein d'un modèle Bond Graph avec une approche IDA PBC (contrôle basé sur une affection passive de l'amortissement) [GAR 16] ou bien avec une loi quadratique (LQR) [KHE 04].

Les schémas blocs et les fonctions de transfert découlent quant à eux, plus d'une approche automatique reposant sur des signaux en vue du contrôle du système via la définition de lois de commande. Les entrées et les sorties de chaque sous-système sont des signaux de type effort ou flux, contrairement au langage Bond Graph dont les entrées et les sorties de chaque sous-systèmes sont des variables de puissance représentées par une paire conjuguant l'effort et le flux ( $e, f$ ). Comme pour l'approche Bond Graph, cette méthode a fait ces preuves dans le domaine automobile pour la modélisation d'amortisseurs avec des différentes lois de contrôle [DU 05] et [LAU 05].

C'est le langage Bond Graph qui est choisi par la suite pour représenter les systèmes de suspension, car il est bien adapté aux aspects d'échanges et interactions de puissance et peut

s'appuyer sur une mise en équation par approches localisée ou distribuée.

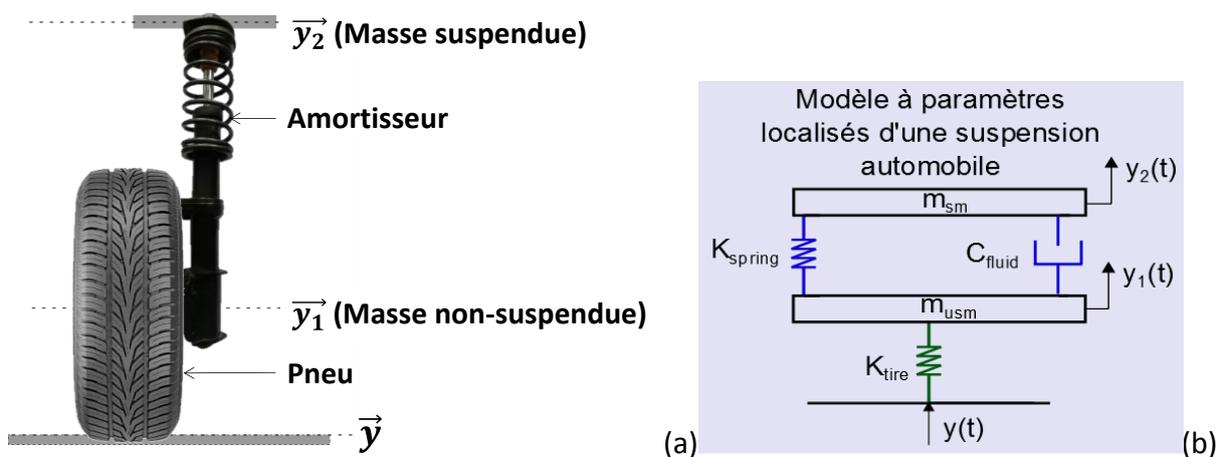
### 2.3.2. Modélisation de la suspension

#### 2.3.2.1. Représentation de la suspension dans la littérature

Compte tenu des symétries, trois principales représentations de la suspension dans le domaine des basses fréquences existent dans la littérature : il s'agit du modèle de quart de véhicule [TAN 11], de demi-véhicule [SAY 98] et enfin du véhicule complet [SHI 08]. Ce dernier ne sera pas étudié en détail dans la suite de nos travaux car il est plus complexe à mettre en place et n'offre pas nécessairement d'informations complémentaires sur la quantification de l'énergie.

##### a) Représentation du quart de véhicule

La représentation masse-ressort du quart de véhicule (**Figure 2.4-a**) est un modèle à deux degrés de liberté [TAN 11] qui inclut à la fois une roue symbolisée par un ressort vertical  $K_{tire}$ , puis un amortisseur de raideur verticale  $K_{spring}$  et d'amortissement  $C_{fluid}$  et enfin deux masses : une masse suspendue  $m_{sm}$  et une masse non-suspendue  $m_{usm}$  (**Figure 2.4-b**). Les sollicitations au niveau de la suspension sont fonction d'une part, de la force verticale générée entre le corps du véhicule et la roue d'où proviennent les irrégularités de surface et d'autre part, des perturbations internes créées par le mouvement de tangage et de roulis résistant au mouvement [TAN 11].



**Figure 2.4 Schéma de quart de véhicule (a) et représentation masse-ressort équivalente (b)**

À l'aide de la seconde loi de Newton, les équations différentielles du système (2) sont exprimées comme suit :

$$\begin{cases} m_{sm} \ddot{y}_2(t) + K_{spring} (y_2(t) - y_1(t)) + C_{fluid} (\dot{y}_2(t) - \dot{y}_1(t)) = 0 \\ m_{usm} \ddot{y}_1(t) + K_{tire} (y_1(t) - y(t)) + K_{spring} (y_1(t) - y_2(t)) + C_{fluid} (\dot{y}_1(t) - \dot{y}_2(t)) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Où  $y_1$ ,  $y_2$ ,  $\dot{y}_1$ ,  $\dot{y}_2$ ,  $\ddot{y}_1$  et  $\ddot{y}_2$  correspondent respectivement au déplacement, à la vitesse et à l'accélération de la masse suspendue et de la masse non-suspendue tandis que  $y(t)$  et  $\dot{y}(t)$  représentent respectivement le mouvement transverse et la vitesse transmise en fonction de la surface de la route.

b) Représentation du demi-véhicule

La représentation du demi-véhicule comprend quant à elle quatre degrés de liberté, c'est à dire une translation sur les axes verticaux ( $y_{1g}(t)$  et  $y_{1d}(t)$ ) de chaque masse non-suspendue ( $m_{usmg}$  et  $m_{usmd}$ ), et une translation  $y_c(t)$  et une rotation  $\theta_c$  autour de l'axe longitudinal pour la masse suspendue  $m_{sm}$  comme illustré sur la **Figure 2.5**. La suspension est modélisée avec une masse suspendue ( $m_{sm}$ ) et deux masses non-suspendues ( $m_{usmg}$  et  $m_{usmd}$ ) liées à l'amortisseur symbolisé par des ressorts ( $K_{springg}$  et  $K_{springd}$ ) et un amortissement ( $C_{fluidg}$  et  $C_{fluidd}$ ) en parallèle. Le contact entre la masse non-suspendue et la route est représenté uniquement par des ressorts ( $K_{tireg}$  et  $K_{tired}$ ), la force d'amortissement étant négligeable, tandis que des déplacements verticaux  $y_g(t)$  et  $y_d(t)$  peuvent être appliqués au niveau du sol.  $y_{2g}(t)$  et  $y_{2d}(t)$  correspondent aux déplacements à l'avant et l'arrière du véhicule au niveau de la masse suspendue.

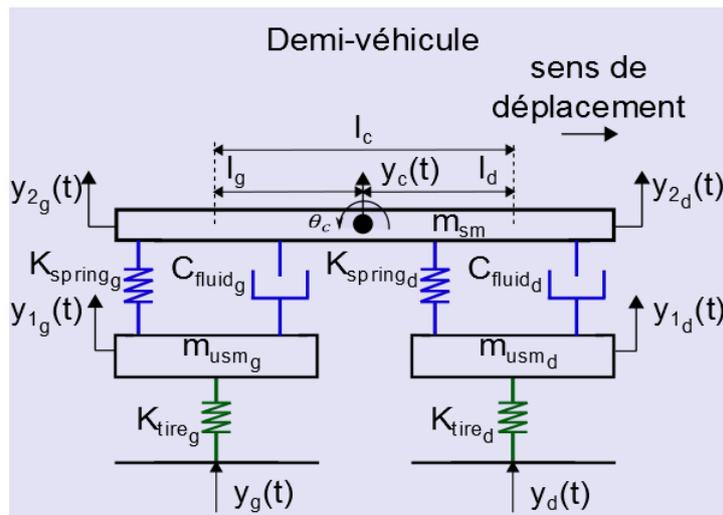


Figure 2.5 Représentation du modèle de demi-véhicule

Les équations différentielles issues des mouvements de la caisse ainsi que des suspensions avant et arrière du véhicule sont les suivantes [GAO 07] :

$$m_{sm}\ddot{y}_c + C_{fluid_d}(\dot{y}_{2_d} - \dot{y}_{1_d}) + C_{fluid_g}(\dot{y}_{2_g} - \dot{y}_{1_g}) + K_{spring_d}(y_{2_d} - y_{1_d}) + K_{spring_g}(y_{2_g} - y_{1_g}) = 0 \quad (3)$$

$$I_c\ddot{\theta}_c + l_d(C_{fluid_d}(\dot{y}_{2_d} - \dot{y}_{1_d}) + K_{spring_d}(y_{2_d} - y_{1_d})) - l_g(C_{fluid_g}(\dot{y}_{2_g} - \dot{y}_{1_g}) + K_{spring_g}(y_{2_g} - y_{1_g})) = 0 \quad (4)$$

Avec  $I_c$  l'inertie de la masse suspendue  $m_{sm}$ ,  $l_d$  la longueur allant du centre d'inertie de la suspension arrière au centre d'inertie de la masse suspendue,  $l_g$  la longueur allant du centre d'inertie de la suspension avant au centre d'inertie de la masse suspendue et  $l_c$  la somme des longueurs  $l_d$  et  $l_g$  dans le sens longitudinal. On peut également écrire les équations des deux masses non-suspendues telles que :

$$m_{usm_d}\ddot{y}_{1_d} - C_{fluid_d}(\dot{y}_{2_d} - \dot{y}_{1_d}) - K_{spring_d}(y_{2_d} - y_{1_d}) + K_{tire_d}(y_{1_d} - y_d) = 0 \quad (5)$$

$$m_{usm_g}\ddot{y}_{1_g} - C_{fluid_g}(\dot{y}_{2_g} - \dot{y}_{1_g}) - K_{spring_g}(y_{2_g} - y_{1_g}) + K_{tire_g}(y_{1_g} - y_g) = 0 \quad (6)$$

De même, les contraintes reliant les variables de déplacements entre elles sont données par les équations suivantes :

$$y_c = (l_g y_{2_d} + l_d y_{2_g}) / l_c \quad (7)$$

$$\theta_c = (y_{2_d} - y_{2_g}) / l_c \quad (8)$$

Pour simplifier, les équations (3), (4), (5) et (6) peuvent se représenter sous la forme matricielle (9) :

$$[M_{eq}]\{\ddot{Y}\} + [C_{eq}]\{\dot{Y}\} + [K_{eq}]\{Y\} = \{P\} \quad (9)$$

Les matrices équivalentes  $[M_{eq}]$ ,  $[C_{eq}]$  et  $[K_{eq}]$  s'écrivent comme suit :

$$[M_{eq}] = \begin{bmatrix} l_g m_{sm} / l_c & 0 & l_d m_{sm} / l_c & 0 \\ I_c / l_c & 0 & -I_c / l_c & 0 \\ 0 & m_{usm_d} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{usm_g} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$[K_{eq}] = \begin{bmatrix} K_{spring_d} & -K_{spring_d} & K_{spring_g} & -K_{spring_g} \\ l_d K_{spring_d} & -l_d K_{spring_d} & -l_g K_{spring_g} & l_g K_{spring_g} \\ -K_{spring_d} & K_{spring_d} + K_{tire_d} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -K_{spring_g} & K_{spring_g} + K_{tire_g} \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$[C_{eq}] = \begin{bmatrix} C_{fluid_d} & -C_{fluid_d} & C_{fluid_g} & -C_{fluid_g} \\ l_d C_{fluid_d} & -l_d C_{fluid_d} & -l_g C_{fluid_g} & l_g C_{fluid_g} \\ -C_{fluid_d} & C_{fluid_d} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_{fluid_g} & C_{fluid_g} \end{bmatrix} \quad (12)$$

La matrice  $[M_{eq}]$  représente les masses réparties dans le système (10), tandis que la matrice  $[K_{eq}]$  donne la répartition des raideurs dans le système (11) et la matrice  $[C_{eq}]$  la répartition des termes d'amortissement dans le système (12). Le vecteur  $\{Y\}$  symbolise les déplacements des masses suspendue et non-suspendue en fonction des axes associés à l'équation (13) et le vecteur  $\{P\}$  correspond aux variables en entrée du modèle de demi-véhicule qui interagissent entre le sol et chacune des deux roues (14).

$$\{Y\} = \begin{pmatrix} y_{2_d} \\ y_{1_d} \\ y_{2_g} \\ y_{1_g} \end{pmatrix} \quad (13)$$

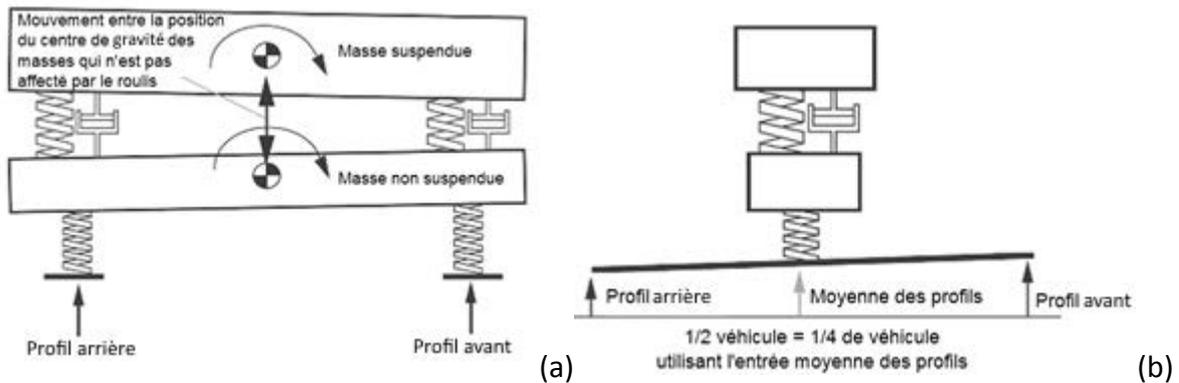
$$\{P\} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ K_{tire_d} y_d \\ K_{tire_g} y_g \end{pmatrix} \quad (14)$$

L'avantage de l'analyse à partir d'une représentation du demi-véhicule est d'obtenir des résultats aux plus proches de la réalité [SAY 98]. En effet, chaque côté avant et arrière du véhicule reçoit des profils différents ou des phases différentes [BOG 12], alors que pour la représentation du quart de véhicule, la sollicitation de la roue est obtenue en faisant la moyenne de ces profils avant et arrière. De plus, l'effet de roulis sur le corps du véhicule est lui aussi pris en compte (voir la **Figure 2.6**).

### c) Modèle théorique de "Golden Car"

La **Figure 2.6-a** correspond à la représentation de demi-véhicule avec des sollicitations appliquées de chaque côté du véhicule (avant et arrière). Afin d'obtenir une représentation équivalente de type quart de véhicule, les sollicitations doivent correspondre à la moyenne des profils avant et arrière de la représentation du demi-véhicule. Notons que les raideurs, les

amortissements et les masses sont équivalentes au demi-véhicule. Suite à cette simplification, on comprend aisément que le mouvement de roulis associé à la représentation du demi-véhicule disparaisse sur le quart de véhicule même si ce dernier est très influent [SAY 89].



**Figure 2.6 L'algorithme IRI est appliqué à la représentation du demi-véhicule (a) et du quart de véhicule (b)**

Par définition, le modèle de « Golden Car » [GEN 17] maximise la corrélation entre la sollicitation de la route et la réponse théorique de la suspension afin de donner des informations représentatives de la réalité quant au comportement du véhicule. Par conséquent, le modèle de « Golden Car » correspond à une représentation du quart de véhicule idéale dont les paramètres sont déduits à l'aide des quatre relations mathématiques décrites aux équations (15).

Grâce à ces quatre relations, les représentations du quart de véhicule (**Figure 2.6- b**) ou du demi-véhicule (**Figure 2.6- a**) ont un comportement similaire à celui d'une suspension réelle de voiture. Précisons toutefois que la représentation du demi-véhicule simule le comportement de la suspension d'avant-arrière ou de droite-gauche d'un véhicule tandis que la représentation sous forme de quart de véhicule les traite séparément.

Les paramètres du « Golden car » sont le résultat de statistiques associées à la fois à l'IRI et aux simulations d'une représentation de type quart de véhicule avec pour vitesse de référence 80km/h [SAY 98]. Ainsi les paramètres de « Golden Car » obtenus sont les suivants [GEN 17] :

$$\frac{K_{spring}}{m_{sm}} = 63.3s^{-2}, \frac{K_{tire}}{m_{sm}} = 653s^{-2}, \frac{m_{usm}}{m_{sm}} = 0.15, \frac{C_{fluid}}{m_{sm}} = 6s^{-1} \quad (15)$$

La valeur d'un amortissement optimal est donnée par la relation suivante :

$$\frac{C_{opt}}{m_{sm}} = 6,147s^{-1} \tag{16}$$

La valeur de  $C_{opt}$  est obtenue grâce à la relation (16), elle se rapproche au plus près de l'amortissement optimal vers lequel tendre afin de satisfaire les attentes en termes de confort du passager et de sécurité [GEN 17].

### 2.3.2.2. Modèles Bond Graph des représentations du quart et du demi-véhicule

Afin de comprendre comment la puissance est distribuée dans l'ensemble de la suspension, un bilan est réalisé à l'aide du modèle Bond Graph (Annexe 9) réalisé sous le logiciel 20Sim [MER 13].

#### a) Modèle Bond Graph du quart de véhicule

La conversion en langage Bond Graph de la représentation du quart de véhicule théorique de la Figure 2.4 est illustrée à la Figure 2.7. Ce modèle reflète les mouvements des masses suspendue et non-suspendue, de même que les échanges de puissance entre les éléments mécaniques. Les liens de couplages entre les éléments sont symbolisés par des demi-flèches «  $\longleftarrow$  » qui indiquent le sens du transfert de puissance. Les deux variables qui leur sont associées sont des variables de puissance et sont : l'effort  $e(t)$  et le flux  $f(t)$ . Le produit  $e(t).f(t)$  représente la puissance instantanée échangé par le lien Bond Graph. En mécanique, la variable d'effort correspond à la force ou au couple tandis que la variable de flux est symbolisée par la vitesse transversale ou angulaire.

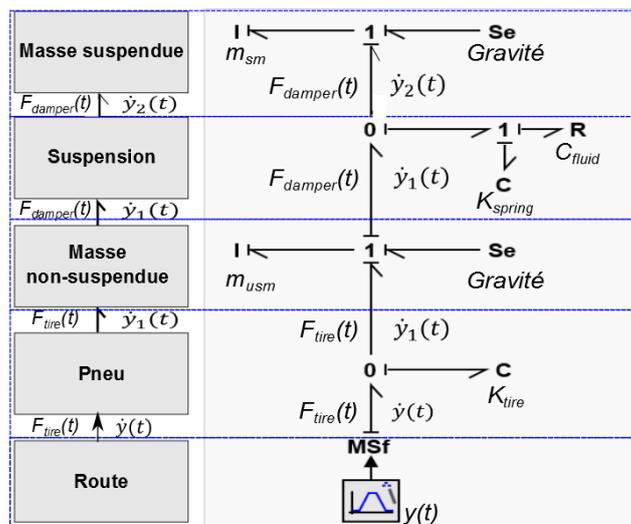


Figure 2.7 Représentation du modèle Bond graph du quart de véhicule

Les demi-flèches sont reliées avec des jonctions 0 et des jonctions 1. Ainsi, les jonctions 1 de notre modèle découlent directement des équations de Newton-Euler et correspondent à l'établissement de la somme des forces tandis que les jonctions 0 sont le reflet de la différence de vitesse. Dans ce modèle, les jonctions 1 servent à décrire les deux équations découlant du système d'équations (2).

Les éléments  $R$ ,  $C$  et  $I$  représentent la transformation de la puissance qui leur est fournie en énergie dissipée ou stockée. Plus précisément, les éléments de stockage d'énergie potentielle et d'énergie cinétique sont symbolisés respectivement par les éléments  $C$  et  $I$ , tandis que l'énergie dissipative est représentée par l'élément  $R$ . Ces éléments utilisent la convention des récepteurs du point de vue de la direction de la demi-flèche. Dans notre cas, les inerties des masses suspendue ( $m_{sm}$ ) et non-suspendue ( $m_{usm}$ ), l'amortissement mécanique ( $C_{fluid}$ ) et l'élasticité ( $K_{spring}$ ) de l'amortisseur et de la roue ( $K_{tire}$ ) sont décrits respectivement par les éléments  $I$ ,  $R$  et  $C$ .

Les sources  $Se$  et  $Sf$  expriment les générateurs d'effort ou de flux ayant une convention de générateurs (les variables sont dans le même sens) tandis que les éléments  $MSe$  et  $MSf$  sont employés afin de modéliser les sources d'effort et de flux modulées par un signal externe. Dans notre système, nous appliquerons comme entrée la vitesse du point de contact du pneu à la route symbolisée par l'élément  $MSf$ .

Symbole	Type	Valeur	Unité
$m_{sm}$	Masse du quart de véhicule	897.2	kg
$K_{spring}$	Raideur de ressort de la suspension	66824.4	N/m
$C_{fluid}$	Coefficient d'amortissement de l'amortisseur	1190	Ns/m
$m_{usm}$	Masse du pneu et de la roue	87.15	kg
$K_{tire}$	Raideur du pneu et de la roue	101115	N/m

**Tableau 2 Paramètres du modèle Bond Graph du quart de véhicule [ESM 03]**

Le **Tableau 2** fournit les grandeurs caractéristiques nécessaires au fonctionnement du modèle Bond Graph de quart de véhicule d'après [ESM 03].

b) Modèle Bond Graph du demi-véhicule

À l'instar du cas précédent, la représentation du demi-véhicule est traduite en langage Bond Graph à la **Figure 2.8**. Le modèle qui repose sur les équations différentielles (3), (4), (5) et (6) reflète le mouvement de la masse suspendue et celui des deux masses non-suspendues de l'avant et l'arrière du véhicule ainsi que les échanges de puissance entre les éléments

## CHAPITRE 2

mécaniques.

On choisit ici une approche multiport [BOR 09] pour représenter les vecteurs et les matrices associées. Par définition, un élément Bond Graph est appelé « multiport » si il a plus d'une entrée ou d'une sortie. La fonction de chacun des éléments est cependant identique à celle de sa version de base, seule sa représentation est modifiée. Ainsi, les liens Bond Graph entre les éléments sont symbolisés par des demi-flèches avec des doubles traits.

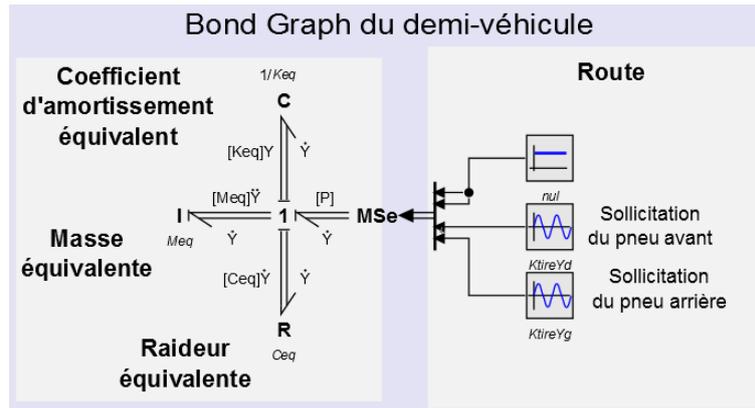


Figure 2.8 Modèle Bond Graph de demi-véhicule

Symbole	Type	Valeur	Unité
$m_{sm}$	Masse du demi-véhicule	1794.4	kg
$K_{spring_d}$	Raideur du ressort de la suspension	66824.4	N/m
$C_{fluid_d}$	Coefficient d'amortissement de l'amortisseur	1190	Ns/m
$m_{usm_d}$	Masse du pneu et de la roue	87.15	kg
$K_{tire_d}$	Raideur du pneu et de la roue	101115	N/m
$K_{spring_g}$	Raideur du ressort de la suspension	18615	N/m
$C_{fluid_g}$	Coefficient d'amortissement de l'amortisseur	1000	Ns/m
$m_{usm_g}$	Masse du pneu et de la roue	140.4	kg
$K_{tire_g}$	Raideur du pneu et de la roue	101115	N/m
$l_d$	Distance de la suspension avant par rapport au centre de gravité de la caisse	1.271	m
$l_g$	Distance de la suspension arrière par rapport au centre de gravité de la caisse	1.716	m
$l_c$	Distance totale entre la suspension avant et arrière	2.987	m
$I_c$	Masse du moment d'inertie de la caisse du véhicule	3443.05	kg m <sup>2</sup>

Tableau 3 Paramètres du modèle Bond Graph du demi-véhicule [ESM 03]

Cette approche permet la visualisation du modèle comme s'il s'agissait d'un système simple, sauf que l'utilisation des éléments multiports introduit des relations matricielles dans les éléments de transformation de puissance  $R$ ,  $C$  et  $I$  mais aussi dans les sources d'excitation

d'effort  $Se$  et de flux  $Sf$ . Cette modélisation simplifie graphiquement la représentation physique du système.

Dans notre cas, les éléments de stockage sont donnés sous forme matricielle avec l'élément  $C$  qui correspond à l'inverse de la matrice  $[K_{eq}]$  (11), l'élément  $I$  qui est associé à la matrice  $[M_{eq}]$  (10) et l'élément dissipatif  $R$  à la forme matricielle  $[C_{eq}]$  (12). La jonction 1 décrit la relation de Newton-Euler à plusieurs degrés de liberté donnée par l'équation (9).

La source modulée d'effort ( $MSe$ ) représente l'effort appliqué à la suspension, c'est à dire l'effort transmis par la route et correspond au vecteur  $\{P\}$  (14).

Les paramètres de la suspension dans le modèle de demi-véhicule sont différents du **Tableau 2** en raison de la nouvelle répartition du poids et de la prise en compte des différences entre les parties avant et arrière du véhicule. Le **Tableau 3** résume l'ensemble des paramètres utiles à la réalisation du modèle Bond Graph de demi-véhicule.

## 2.4. SIMULATIONS ET ANALYSES

Afin d'étudier la représentation du quart et du demi-véhicule un bilan d'énergie dans la suspension est réalisé à l'aide des deux modèles Bond Graph précédents, dans le cas particulier du passage d'un dos d'âne à 30km/h.

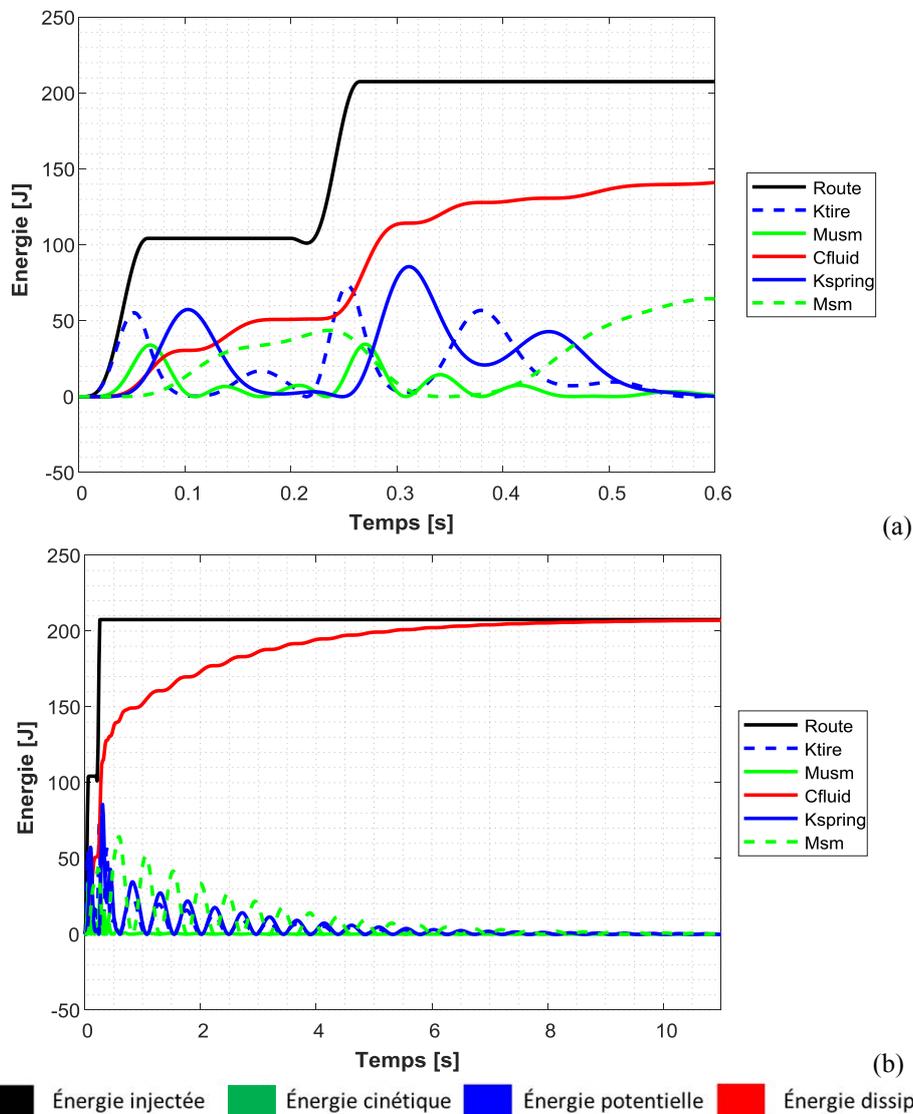
### 2.4.1. Dos d'âne standard avec le modèle Bond Graph du quart de véhicule

Lors du passage d'un dos d'âne standard avec une vitesse de 30km/h, les résultats de la simulation permettent d'estimer que la suspension reçoit de la part de la route une énergie équivalente à 208J comme illustrée à la **Figure 2.10**. Ce modèle de dos d'âne choisi arbitrairement est l'un des modèles de dos d'âne le plus répandu en France. La majorité de l'énergie est ensuite dissipée par frottement dans l'amortisseur ( $C_{fluid}$ ) et en parallèle, des quantités moindres sont stockées sous forme d'énergie potentielle dans les ressorts  $K_{tire}$  et  $K_{spring}$  et sous forme d'énergie cinétique dans les masses  $M_{usm}$  et  $M_{sm}$ .

Les Figures **2.9** et **2.10** illustrent le bilan de l'énergie totale, c'est-à-dire les énergies injectées, dissipées et stockées (potentiel et cinétique) en fonction du temps pour la **Figure 2.9** dans les différentes pièces de la suspension, tandis qu'un bilan de l'énergie sur le même intervalle complet de temps est effectué sur la **Figure 2.10**. Les réponses obtenues sont le reflet du comportement d'un système masse-ressort constitué de deux degrés de libertés.

## CHAPITRE 2

Sur la simulation temporelle **Figure 2.9.b**, on note qu'entre 0s et 0.06s, le véhicule monte sur le dos d'âne puis redescend de celui-ci de 0.2s à 0.27s. Après 0.27s, la hauteur de la route est invariante. Comme nous pouvons le constater sur la **Figure 2.9-a**, l'énergie potentielle stockée au sein du ressort de la roue  $K_{t\grave{e}r\grave{e}}$  augmente en premier entre 0s et 0.036s, ce qui signifie que l'énergie injectée est stockée dans les pièces mécaniques les plus proches de la route, puis dans un deuxième temps, de l'énergie est stockée dans le ressort de l'amortisseur  $K_{spring}$  entre 0.022s et 0.077s. L'énergie commence seulement à se dissiper dans l'amortisseur  $C_{fluid}$  à 0.025s. Ensuite, comme l'énergie injectée dans le système de suspension n'augmente plus à partir de 0.04s et que toutes les énergies sont transférées dans les pièces mécaniques, les énergies stockées et dissipées chutent. Le phénomène est reproduit quand la voiture redescend du dos d'âne.



**Figure 2.9** Évolution de l'énergie totale injectée (en noir), de l'énergie cinétique totale (en vert), de l'énergie potentielle totale (en bleu) et de l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le système de suspension en fonction du temps

Après le passage du dos d'âne, comme la route ne transmet plus d'énergie au système, l'énergie injectée par la route tend vers une valeur constante de 207.6J. La **Figure 2.9-b** montre que cette énergie injectée est complètement dissipée dans l'amortisseur  $C_{fluid}$  après un temps suffisamment long ici de 10s, tandis que les énergies réactives incluant les énergies potentielles ( $K_{tire} + K_{spring}$ ) et les énergies cinétiques ( $M_{usm} + M_s$ ) s'annulent après un certain nombre de fluctuations liées aux stockages puis à la restitution de l'énergie.

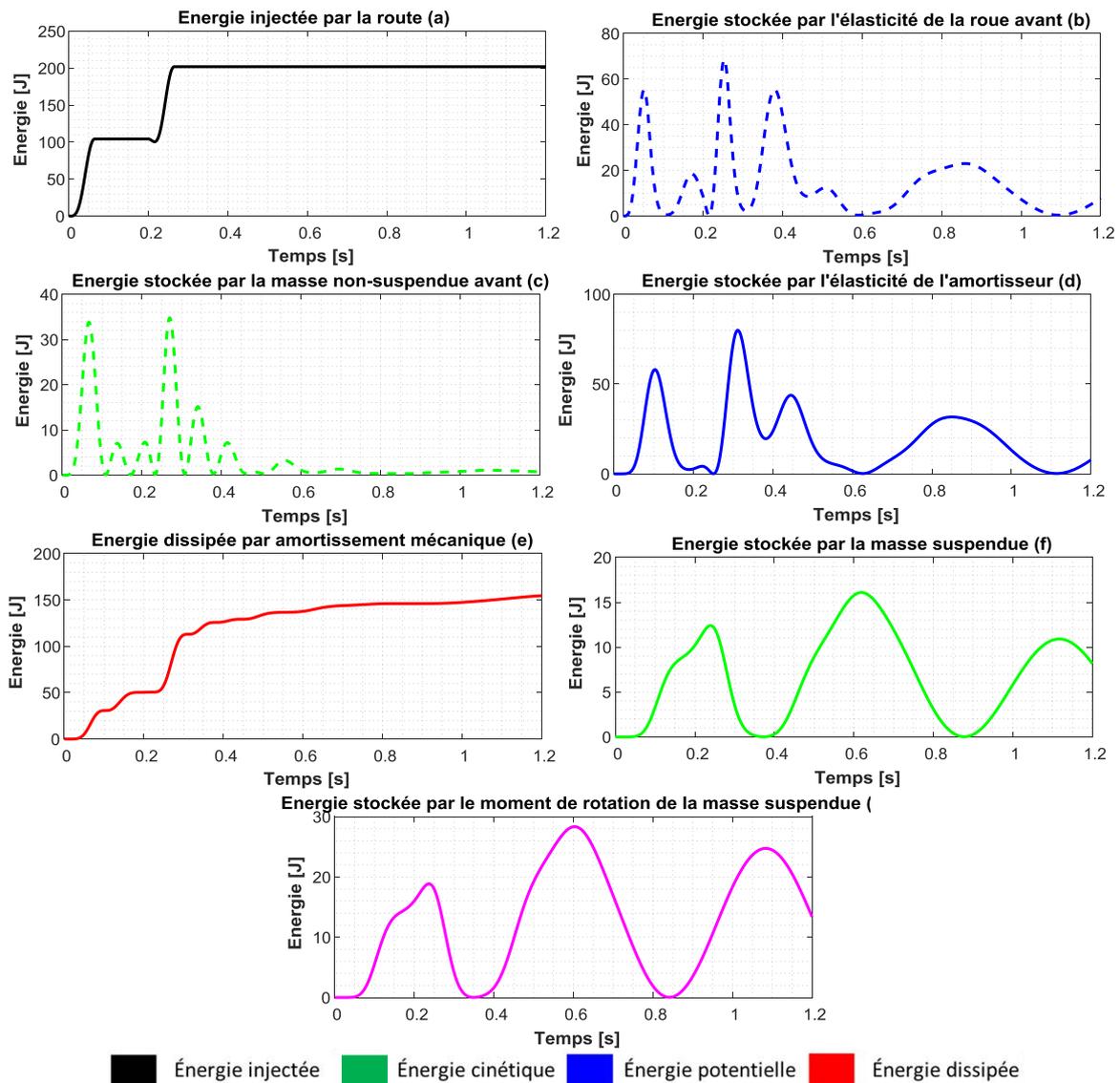
#### 2.4.2. Dos d'âne standard avec le modèle Bond Graph du demi-véhicule

Une simulation similaire a été effectuée avec la même sollicitation en entrée. Comme le modèle de demi-véhicule comprend à la fois une modélisation de la roue avant et de la roue arrière, les courbes de simulation décrivent dorénavant leurs passages successifs sur le dos d'âne.

Nous nous intéresserons dans un premier temps au passage de la roue avant sur le dos d'âne. Comme illustré **Figure 2.10**, la durée temporelle de la simulation choisie est de 1.2s pour faciliter l'analyse. Étant donné que les paramètres de la suspension avant sont identiques à ceux du quart de véhicule, il est normal que l'énergie injectée par la route à la roue avant évolue de façon identique. Cette remarque est valable pour l'ensemble des autres énergies potentielle, cinétique et dissipée au sein de la suspension, seule leur amplitude variant en raison de la nouvelle répartition de la masse par rapport au quart de véhicule.

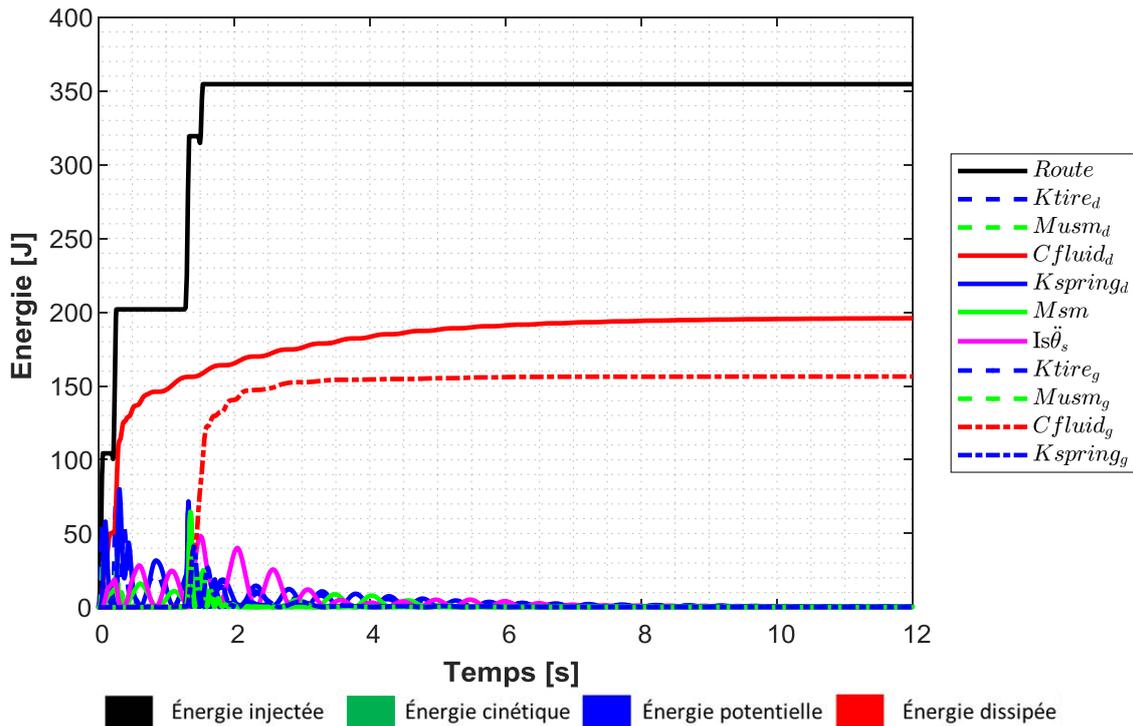
Par rapport au cas précédent, l'énergie injectée est réduite de 2,75% dû à l'augmentation de la moitié de la masse suspendue (**Figure 2.10-a**). De même, les énergies potentielles stockées par l'élasticité de la roue et de l'amortisseur diminuent respectivement de 5.93% (**Figure 2.10-b**) et de 7.41% (**Figure 2.10- d**) tandis que l'énergie dissipée par l'amortisseur décroît de 5.61% (**Figure 2.10- e**). On obtient une diminution de l'énergie cinétique stockée par la masse non-suspendue de 0.72% (**Figure 2.10-c**), la plus forte variation étant notée sur la masse suspendue avec 71.58% de réduction (**Figure 2.10-f**).

La principale particularité de ce modèle est de pouvoir prendre en compte deux suspensions, ce qui inclut le mouvement de rotation de la masse suspendue dû à l'application d'une ou plusieurs forces en  $\vec{y}_{2_g}$  et/ou en  $\vec{y}_{2_d}$ . L'évolution de l'énergie dissipée par ce moment de rotation est représentée à la **Figure 2.10-g**. Les énergies liées à la suspension arrière du véhicule sont soit négligeables, soit nulles puisque la sollicitation mécanique est appliquée seulement sur la roue avant dans l'intervalle de temps variant de zéro à 0.6s.



**Figure 2.10** Évolution de l'énergie totale injectée par la roue avant lors du passage du dos d'âne (en noir), de l'énergie cinétique totale (en vert), de l'énergie potentielle totale (en bleu) et de l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le système de suspension en fonction du temps

Observons dorénavant ce qui se passe lors du passage de la roue arrière sur le dos d'âne, c'est-à-dire sur l'intervalle temporel de 1.2s à 2s. Comme on pouvait le prévoir, l'évolution énergétique de la suspension arrière est identique à celle de la suspension avant (**Figure 2.11**). La roue arrière monte et descend du dos d'âne entre 1.275s à 1.55s. Pendant cette période, les énergies induites sont cependant nettement plus importantes car la contribution des énergies cinétique, potentielle et dissipée de la suspension avant est dans ce cas non négligeable même si leurs valeurs sont largement inférieures à la contribution arrière.



**Figure 2.11** Évolution de l'énergie totale injectée par la roue avant et arrière lors du passage du dos d'âne (en noir), de l'énergie cinétique totale (en vert), de l'énergie potentielle totale (en bleu) et de l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le système de suspension en fonction du temps

Même si les résultats obtenus avec le modèle demi-véhicule ne sont pas tout à fait identiques à ceux calculés avec le modèle de quart de véhicule, ils restent dans le même ordre de grandeur. Par conséquent, nous utiliserons par la suite de cette thèse le modèle quart de véhicule afin de simplifier notre étude.

## 2.5. CONCLUSION

Dans ce chapitre, un état de l'art sur les sources d'excitation et sur la réponse mécanique et acoustique du véhicule a été effectué. De cet état de l'art, il ressort plusieurs points : bien que plusieurs sources de vibrations existent, l'excitation liée à la route est la plus prometteuse en termes d'énergie. En raison de cette excitation, de nombreuses parties mécaniques vibrent et ce sont ces vibrations mécaniques qui peuvent être converties en énergie électrique. En outre, il apparaît que les modes de vibrations les plus intéressants pour notre étude sont les modes de corps rigide à la lumière des grands déplacements obtenus et des choix de nos récupérateurs d'énergie.

À partir des modèles de suspension présents dans la littérature, nous avons ensuite sélectionné les représentations du quart et du demi-véhicule. L'approche Bond Graph a quant à elle été choisie pour différentes raisons : elle est adaptée à notre cas d'étude multi-physique, elle est simple à mettre en œuvre de par sa nature graphique et facilite l'analyse des échanges

## CHAPITRE 2

d'énergie c'est donc cette méthode qui sera employée pour la suite de notre étude. Afin d'illustrer le fonctionnement de cet outil, des simulations ont été réalisées lors du passage d'un dos d'âne.

Après simulation, l'analyse de la décomposition de l'énergie injectée au système de suspension a mis en évidence qu'une grande quantité est dissipée dans l'amortisseur mais qu'une partie suffisamment significative peut être transformée en énergie électrique via des récupérateurs d'énergie.

Fort de ces premiers résultats prometteurs, nous nous consacrerons dans les prochains chapitres à la définition des récupérateurs d'énergie et à leur intégration dans le modèle de la suspension.

# Récupérateur d'énergie piézoélectrique

## *CHAPITRE 3*

## RECUPERATION D'ENERGIE PIEZOELECTRIQUE

---

### Introduction

<b>3.1 Principe de la récupération d'énergie par poutre résonante intégrée à la suspension</b>	<b>p.77</b>
<b>3.2 Rappel sur les modèles analytiques des systèmes de poutre résonantes dans la littérature</b>	<b>p.80</b>
3.2.1 Approche à paramètres localisés	p.81
3.2.2 Approche à paramètres distribués	p.85
3.2.3 Comparaison des deux approches	p.88
<b>3.3 Construction du modèle physique équivalent</b>	<b>p.89</b>
3.3.1 Modèle Bond Graph à paramètres localisés	p.89
3.3.2 Modèle Bond Graph à paramètres distribués	p.90
<b>3.4 Simulations et validations expérimentales du modèle de poutre</b>	<b>p.92</b>
3.4.1 Caractéristiques des configurations	p.92
3.4.2 Etude du modèle à approche distribuée	p.93
3.4.3 Comparaison des modèles à approches distribuées et localisées	p.103
3.4.4 Confrontation simulation et expérience	p.104
<b>3.5 Recherche d'une configuration adaptée à notre application</b>	<b>p.107</b>
<b>3.6 Conclusion</b>	<b>p.111</b>

## INTRODUCTION

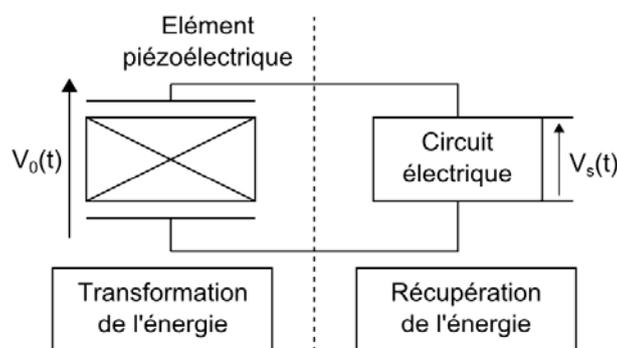
Ce chapitre est consacré à la modélisation, à la simulation et au dimensionnement d'un système piézoélectrique de récupération d'énergie vibratoire par poutre piézoélectrique pour une suspension automobile. Notre choix se porte naturellement sur les systèmes piézoélectriques à poutre résonante puisque c'est un système résonant qui doit permettre d'extraire l'énergie vibratoire (**Section 1.3.2 du Chapitre 2**), le but ultime de cette étude étant de quantifier la quantité que l'on peut récupérer.

Afin d'atteindre cet objectif, nous rappellerons dans un premier temps le principe de la récupération d'énergie vibratoire par poutre piézoélectrique résonante. Une fois la configuration du convertisseur choisie, nous effectuerons dans un second temps, un état de l'art de l'ensemble des modèles proposés pour sur ce type de système. Nous verrons ainsi que l'on peut distinguer deux approches, l'une reposant sur des paramètres localisés, et l'autre sur des paramètres distribués.

A partir de celles-ci, deux modèles Bond Graph(BG) du récupérateur d'énergie seront construits et comparés. De par leurs formes graphiques (**Annexe 9**), ces modèles ont pour vocation à être facilement interfacés voir le **Chapitre 5** avec le modèle BG déjà réalisé pour la suspension (**Chapitre 2**).

La dernière partie de ce chapitre sera dédiée à la validation expérimentale des résultats de simulation ainsi qu'à la recherche d'une configuration adaptée à notre application conformément au cahier des charges défini dans le **Chapitre 1**.

### 3.1. PRINCIPE DE RECUPERATION D'ENERGIE PAR POUTRE RESONANTE INTEGREE A LA SUSPENSION



**Figure 3.1** Circuit d'extraction d'énergie

Grâce à la synthèse déjà réalisée au **Chapitre 1**, le principe de récupération d'énergie se résume en deux sous-systèmes (**Figure 3.1**) : un sous-système représentant la partie

## CHAPITRE 3

mécatronique du matériau piézoélectrique, c'est-à-dire l'endroit où s'effectue la conversion de l'énergie mécanique en énergie électrique et un autre correspondant au circuit électrique couplé à cette partie mécatronique destiné à la récupération de l'énergie électrique. Dans ce cas, la conversion piézoélectrique est dite directe [BRI 07] et les tensions aux bornes de l'élément piézoélectrique et du circuit électrique correspondent respectivement à  $V_0$  et  $V_S$ .

Afin d'optimiser la récupération d'énergie, on peut agir conjointement sur les deux sous-systèmes. En outre, l'emplacement du convertisseur piézoélectrique a une grande importance, en effet, plus la déformation des matériaux piézoélectriques est grande (dans la limite des caractéristiques élastiques du matériau données par le fabricant), plus les niveaux d'énergie obtenus seront élevés. La structure mécanique du convertisseur et le circuit électrique devront donc être adaptés aux caractéristiques de la source d'énergie. Dans ce but, on pourra s'inspirer des solutions proposées par [GUY 11, LAL 10], afin d'optimiser la puissance convertie.

Même si certaines études portent sur des éléments massifs collés sur des structures en fonctionnement quasi-statique [ADH 09] afin de récupérer de l'énergie [WU 15], l'utilisation de poutres résonantes reste majoritaire. Le fait de travailler avec un système qui s'accorde à la résonance d'un système vibrant offre en effet l'avantage de récupérer un maximum d'énergie à la fréquence de résonance, toute la difficulté résidant dans la capacité à trouver une configuration répondant à ces critères. Pour notre application, l'intégration d'une poutre résonante prend alors tout son sens, si elle s'accorde aux fréquences de résonance du véhicule.

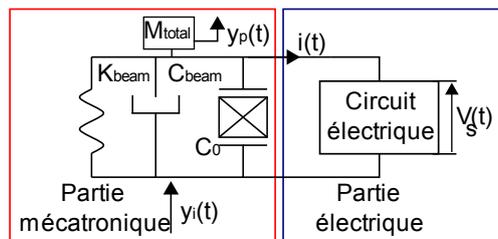
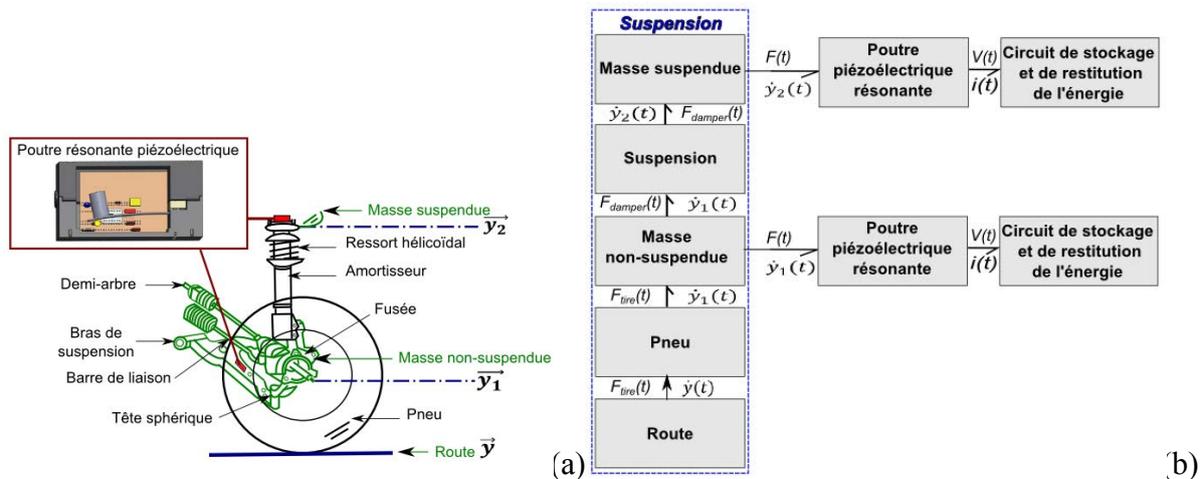


Figure 3.2 Circuit représentant la génération piézoélectrique

La Figure 3.1 doit par conséquent être complétée afin de prendre en compte le ou les modes de résonance du véhicule. La solution est d'ajouter un système masse-ressort (Figure 3.2) en parallèle au bloc de transformation de l'énergie afin de modéliser les caractéristiques de la source d'énergie. Concrètement, il contraint mécaniquement le bloc de transformation de l'énergie et symbolise la structure physique du système où est intégré le matériau piézoélectrique. La représentation masse-ressort est réduite à des éléments d'amortissement ( $C_{beam}$ ), d'inertie ( $M_{total}$ ) et de raideur ( $K_{beam}$ ). L'excitation vibratoire de la source est caractérisée par la fonction de déplacement  $y_i(t)$ , tandis que la fréquence propre de cette

structure est étroitement liée au déplacement noté  $y_p(t)$  de la masse  $M_{total}$ . Le paramètre  $C_o$  représente la capacité bloquée du matériau piézoélectrique.

L'implémentation d'un récupérateur d'énergie dans une suspension n'est pas forcément aisée étant donné l'espace en réalité disponible. Dans notre cas, deux zones attirent particulièrement notre attention car elles offrent un espace réduit mais suffisant s'ajoutant à un fort potentiel énergétique : ce sont les fixations basse et haute des amortisseurs qui sont illustrées à la **Figure 3.3**. La base vibrante de la poutre piézoélectrique résonante a en effet la possibilité de s'y loger sans perturber les autres éléments mécaniques.



**Figure 3.3 (a) Schéma du système de suspension avec les emplacements propices à la récupération d'énergie (masses suspendue et non-suspendue), et (b) le Bond Graph à mots du système complet indiquant la position du récupérateur sur la masse suspendue et non-suspendue**

A l'instar du travail réalisé à la **Section 2.4.2** du **Chapitre 2**, un bilan de puissance pourra être effectué avec la méthode Bond Graph sur le système complet. Celui-ci peut se décomposer en plusieurs sous-systèmes représentés à la **Figure 3.3** dont : la suspension, le convertisseur piézoélectrique et le circuit électrique de gestion et de restitution de l'énergie récupérée.

Afin de modéliser les échanges d'énergie dans le système global, les entrées et sorties de chaque sous-système sont symbolisées en schéma Bond Graph par une demi-flèche représentant le couple effort-flux (**Annexe 9**). Les variables de puissance Bond Graph utiles à cette étude sont les couples (Force, vitesse linéaire) =  $(F, \dot{y})$  et (Tension, Courant) =  $(V, i)$ . Parmi les hypothèses choisies, nous considérons que l'analyse se limite ici aux mouvements de flexion correspondant au mode fondamental de la poutre car ils sont suffisants pour quantifier l'énergie dans une première approche. En outre, le récupérateur d'énergie sera placé arbitrairement sur la masse non-suspendue et la puissance issue de cette dernière sera employée comme entrée du récupérateur d'énergie.

### 3.2. RAPPEL SUR LES MODELES ANALYTIQUES DES SYSTEMES DE POUTRES RESONANTES DANS LA LITTERATURE

Généralement, on peut diviser les modèles analytiques des poutres piézoélectriques en deux grandes familles : la première concerne les approches à paramètres localisés tandis que la seconde correspond à celle reposant sur les approches à paramètres distribués. Cette classification est la même que celle présentée au **Chapitre 2** puisque les deux méthodes ont vocation à représenter un système continu de manière approchée avec des hypothèses plus ou moins contraignantes.

La poutre piézoélectrique employée pour générer de l'électricité est composée de deux couches de PZT avec au centre une couche dite inerte et une masse attachée en fin de poutre  $M$  comme illustré sur la **Figure 3.4**. En outre, cette poutre est positionnée sur la masse non-suspendue  $m_{usm}$ . Pour simuler la conversion de puissance au travers des éléments piézoélectriques, la poutre est représentée par une raideur  $K_{beam}$  et un amortissement  $C_{beam}$ .

Afin de simuler la conversion faite par la poutre piézoélectrique, nous avons choisi de nous appuyer sur les travaux effectués respectivement par Roundy *et al.* [ROU 04] et par Erturk *et al.* [ERT 08a, ERT 08b, ERT 08c, ERT 09a, ERT 09b, ERT 09c, ERT 12]. Les différences et similitudes de ces approches sont décrites dans les paragraphes suivants.

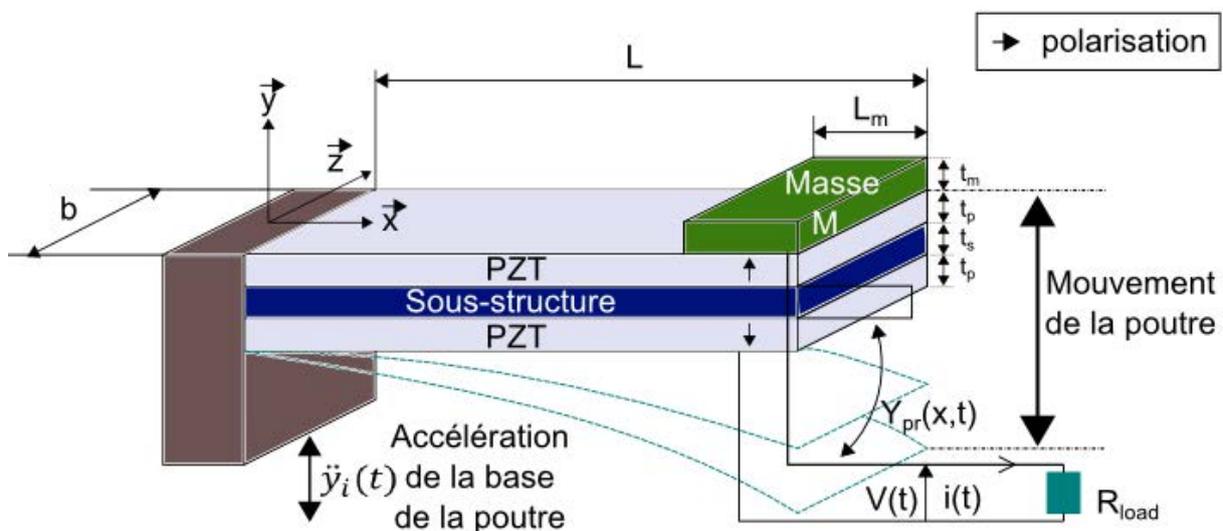


Figure 3.4 Schéma du convertisseur piézoélectrique avec une charge résistive

$Y_{pr}(x, t)$  correspond au déplacement de la poutre en fonction du temps et de la position sur sa longueur. L'indice  $r$  associé dépend du mode de vibration. Les paramètres  $t_m$ ,  $t_p$ ,  $t_s$ ,  $L$ ,  $L_m$  et  $b$  sont associés respectivement aux épaisseurs de la masse  $M$ , de la couche piézoélectrique, de

la sous-structure, et à la longueur totale de la poutre et de la masse, ainsi qu'à la largeur de la poutre.

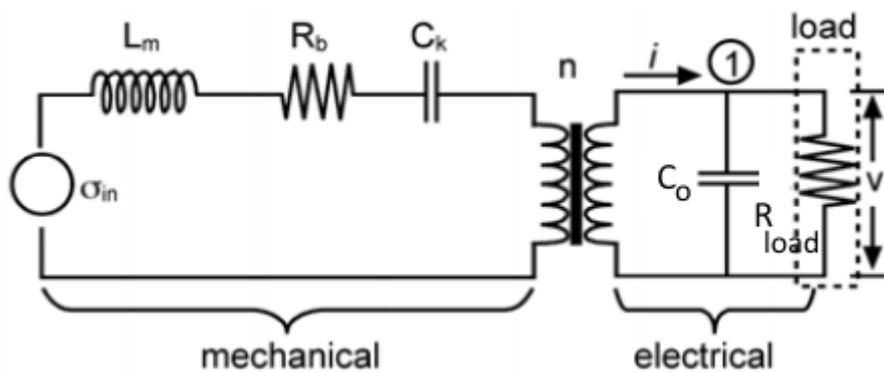


**Figure 3.5** Bond Graph à mots de la poutre piézoélectrique couplée à un circuit de restitution de l'énergie

Bien que la description mathématique soit différente pour chacune des approches, le Bond Graph à mots est en revanche identique comme le montre la **Figure 3.5**. La base de la poutre est sollicitée ici par une force  $F(t)$  à une vitesse  $\dot{y}_i(t)$  et en réponse à cette sollicitation une tension  $V(t)$  apparaît en sortie du piézoélectrique et un courant  $i(t)$  le traverse. Cette puissance peut être par la suite injectée soit dans un circuit de restitution de l'énergie ou bien dans notre cas dans une simple charge résistive.

### 3.2.1. Approche à paramètres localisés

La configuration de base (**Figure 3.4**), c'est-à-dire une poutre piézoélectrique bicouche avec une masse en fin de poutre fixée sur un pot vibrant, utilise la théorie des poutres d'Euler Bernoulli [ALD 97] et les équations de la piézoélectricité [BRI 07] pour la mise en forme du modèle analytique. Ce modèle est détaillé par [ROU 04], c'est pourquoi nous ne rappelons que les principales étapes de sa construction.



**Figure 3.6** Circuit représentant la conversion piézoélectrique avec une charge résistive [ROU 04]

Comme point de départ, [ROU 04] a fait le choix de représenter les parties mécanique et électrique du système à l'aide d'éléments électriques d'un même circuit équivalent, le couplage électromécanique s'effectuant grâce à un transformateur électrique (voir **Figure 3.6**). Notons qu'une charge résistive externe  $R_{load}$  est ajoutée, elle pourra par la suite être remplacée par l'impédance d'entrée d'un circuit de restitution de l'énergie. La masse en bout de poutre est quant à elle prépondérante par rapport à la masse de la poutre.

## CHAPITRE 3

Le système d'équations obtenu à partir de ce circuit équivalent est le suivant:

$$\sigma_{in}(t) = L_m \ddot{S}(t) + R_b \dot{S}(t) + \frac{S(t)}{C_K} + nV(t) \quad (1)$$

avec  $\sigma_{in}$  correspondant aux contraintes équivalentes transmises à la poutre,  $n$  au rapport de conversion mécanique-électrique et  $L_m, R_b$  et  $C_k$  représentant respectivement l'inertie, l'amortissement mécanique, la raideur mécanique de la poutre.  $V(t)$  est la tension aux bornes des matériaux piézoélectriques, tandis que  $S(t)$  la déformation de la poutre,  $\dot{S}$  donne la vitesse et  $\ddot{S}$  son accélération.

$$i(t) = C_0 \dot{V}(t) + \frac{V(t)}{R_{load}} \quad (2)$$

Sur cette seconde équation,  $i$  représente le courant motionnel traduisant la déformation du matériau piézoélectrique,  $\dot{V}$  la dérivée de la tension,  $C_0$  la capacitance de l'élément piézoélectrique qui est donc aussi la capacité et  $R_{load}$  la charge résistive.

La longueur de la couche piézoélectrique étant égale dans ce travail, à la longueur totale de la structure, la capacitance piézoélectrique est donc la suivante :

$$C_0 = \frac{a^2 \epsilon b L}{2t_p} \quad (3)$$

avec  $\epsilon(\epsilon_{33}^S)$  la permittivité du matériau piézoélectrique à déformation constante. Notons que le paramètre  $a$  dans l'expression de la capacité piézoélectrique (3) peut prendre deux valeurs suivant la configuration choisie : si les deux couches piézoélectriques sont connectées en série,  $a = 1$  et si elles sont en parallèle,  $a = 2$ .

Ce système comprend d'une part, une équation mécanique correspondant à l'application du principe fondamental de la dynamique sur la partie mécanique du matériau piézoélectrique et d'autre part, une équation électrique découlant de sa propriété diélectrique. On peut remarquer que si le couplage électromécanique est présent dans l'équation (1), il apparaît dans l'équation (2) à travers le courant motionnel.

A partir des équations (1) et (2) et sans tenir compte de la résistance  $R_{load}$ , il est possible de réorganiser le système sous une forme dépendant des variables d'état  $S, \dot{S}, \ddot{S}$  et  $V$  :

$$\ddot{S}(t) = -\frac{C_p}{k_1 k_2 M} \dot{S}(t) - \frac{b_m}{M} \dot{S}(t) + \frac{C_p}{k_1 k_2 M} \frac{d_{31} a}{2t_p} V(t) + \frac{\ddot{y}_i(t)}{k_2} \quad (4)$$

$$\dot{V}(t) = \frac{2t_p d_{31} C_p}{a \varepsilon} \dot{S}(t) \quad (5)$$

L'obtention de ce nouveau système d'équations nécessite auparavant d'utiliser, les relations (6) à (11):

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{in} = k_1 M \ddot{y}_i \quad (6) \\ L_m = k_1 k_2 M \quad (7) \\ R_b = k_1 k_2 b_m \quad (8) \\ C_K = \frac{1}{C_p} \quad (9) \\ n = \frac{-a d_{31} C_p}{2t_p} \quad (10) \\ y_{pr} = k_2 S \quad (11) \end{array} \right.$$

où  $k_1$  est une constante dépendant de la géométrie de la poutre,  $k_2$  correspond à la relation entre le déplacement vertical  $y_{pr}$  et la déformation  $S$ , tandis que  $b_m$ ,  $C_p$  et  $d_{31}$  représentent respectivement le coefficient d'amortissement mécanique, le coefficient de souplesse et le coefficient piézoélectrique.

En vue de délivrer un maximum de puissance, la connexion des électrodes au circuit électrique externe peut être réalisée de deux façons : soit les électrodes sont connectées en série, soit en parallèle. Une connexion en série donne une tension double de sortie avec un faible courant aux bornes d'une charge tandis qu'à l'inverse, une connexion en parallèle induit une tension simple avec un courant plus important en sortie. Au final, la puissance aux bornes de ces deux configurations reste identique, seules les proportions tension/courant varient. Dans notre cas d'étude et afin de respecter le cahier des charges, nous choisirons la configuration en série pour l'obtention d'une tension élevée par rapport au courant ce qui nous amène à réécrire l'équation électrique (2).

### CHAPITRE 3

Avec la résistance  $R_{load}$ , l'équation (2) se répercute sur l'équation (5) comme suit :

$$\dot{V}(t) = \frac{2t_p d_{31} C_p}{a \varepsilon k_2} \dot{y}_{p_r}(t) - \frac{1}{R_{load} C_0} V(t) \quad (12)$$

avec  $n_1 = \frac{2t_p d_{31} C_p}{a \varepsilon k_2}$

Il est possible de réécrire l'équation mécanique (4) à l'aide de la relation (11) :

$$\ddot{y}_{p_r}(t) + \frac{b_m}{M} \dot{y}_{p_r}(t) + \frac{C_p}{k_1 k_2 M} y_{p_r}(t) - \frac{d_{31} a C_p}{k_1 M 2 t_p} V(t) = \ddot{y}_i(t) \quad (13)$$

On peut exprimer cette nouvelle équation mécanique (13) permettant l'obtention de la tension aux bornes d'une charge sous la forme canonique suivante:

$$\ddot{y}_{p_r}(t) + 2\xi_r \omega_r \dot{y}_{p_r}(t) + \omega_r^2 y_{p_r}(t) - \frac{d_{31} a C_p}{k_1 M 2 t_p} V(t) = \ddot{y}_i(t) \quad (14)$$

avec  $\ddot{y}_{p_r}$ ,  $\dot{y}_{p_r}$  et  $y_{p_r}$  qui sont respectivement l'accélération, la vitesse et le déplacement en bout de poutre,  $\ddot{y}_i$  l'accélération appliquée à la base de la poutre et  $\omega_r$  la pulsation angulaire du  $n^{\text{ième}}$  mode. Le terme d'amortissement  $\xi_r$  sera déterminé expérimentalement (**Figure 20**).

Afin de simplifier la comparaison des approches localisées et distribuées, les expressions (14) et (12) peuvent également s'écrire sous la forme générique suivante :

$$\begin{cases} M_{total} \ddot{y}_{p_r}(t) + C_{beam} \dot{y}_{p_r}(t) + K_{beam} y_{p_r}(t) + n_2 V(t) = F(t) \end{cases} \quad (15)$$

$$\begin{cases} i(t) = C_0 \dot{V}(t) + \frac{V(t)}{R_{load}} \end{cases} \quad (16)$$

avec :

$$\begin{cases} M_{total} = 1 \\ C_{beam} = \frac{b_m}{M} \\ K_{beam} = \frac{C_p}{k_1 k_2 M} \\ n_2 = -\frac{d_{31} a C_p}{k_1 M 2 t_p} \\ F(t) = \ddot{y}_i(t) \end{cases}$$

### 3.2.2. Approche à paramètres distribués

Les équations (17) et (19) sont les équations électromécaniques à paramètres distribués pour une poutre piézoélectrique dans le cas d'une vibration pour un déplacement transverse. Nous invitons le lecteur à se référer à l'**Annexe 10** où les expressions mathématiques présentées ci-dessous sont détaillées. L'équation générale du mouvement se résume par l'expression suivante :

$$\begin{aligned} \frac{I_t}{S_{11}^E} \frac{\partial^4 Y_{pr}(x, t)}{\partial x^4} + c_s I_t \frac{\partial^5 Y_{pr}(x, t)}{\partial^4 x \partial t} + c_a \frac{\partial Y_{pr}(x, t)}{\partial t} + m_{eff} \frac{\partial^2 Y_{pr}(x, t)}{\partial t^2} \\ + \nu V(t) \left( \frac{d\delta(x)}{dx} - \frac{d\delta(x-L)}{dx} \right) = -m_{eff} \frac{\partial^2 Y(x, t)}{\partial t^2} - c_a \frac{\partial Y_i(x, t)}{\partial t} \end{aligned} \quad (17)$$

Où  $\frac{I_t}{S_{11}^E}$  est le moment interne de torsion ( $\frac{1}{S_{11}^E}$  est le module de Young où  $S_{11}^E$  est la compliance élastique à champ électrique constant,  $I_t$  est le moment équivalent d'inertie de la section de la structure composite),  $c_s I_t$  est le terme d'amortissement équivalent de la section dû à la structure viscoélastique ( $c_s$  est le coefficient équivalent de la contrainte d'amortissement),  $c_a$  est le coefficient d'amortissement de l'air,  $\nu$  est le terme de couplage,  $\delta(x)$  est la fonction Dirac et  $m_{eff}$  la masse de la poutre répartie sur toute sa longueur.

Le mouvement de la base de la poutre  $Y_i(x, t)$  est fonction de la translation de la base de la poutre  $y_i(t)$  dans la direction transverse combiné à de petites rotations exprimées avec la fonction  $h(t)$ . Dans une première approche, les rotations  $h(t)$  sont négligées.

$$Y_i(x, t) = y_i(t) + xh(t) \quad (18)$$

L'équation électrique (19) du piézoélectrique peut être écrite en utilisant la tension  $V(t)$  aux bornes de la charge résistive  $R_{load}$ , comme suit :

$$\frac{\varepsilon b L}{t_p} \frac{dV(t)}{dt} + \frac{V(t)}{R_{load}} = - \int_{x=0}^L d_{31} \frac{1}{S_{11}^E} h_{pc} b \frac{\partial^2 Y_i(x, t)}{\partial x^2 \partial t} dx \quad (19)$$

### CHAPITRE 3

Où  $h_{pc}$  est la fonction qui dépend de la distance du centre de la couche PZT (dans le sens de l'épaisseur) à l'axe neutre et du rayon de courbure de la poutre[ERT 08a].

Pour résoudre l'équation aux dérivées partielles, on utilise un découplage de l'espace et du temps :

$$Y_{p_r}(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} \phi_r(x) y_{p_r}(t) \quad (20)$$

Où  $\phi_r(x)$  et  $y_{p_r}(t)$  représentent respectivement la déformée modale (ou forme modale) et la solution du déplacement en coordonnées généralisées pour le mode r. A l'aide des conditions aux limites d'une poutre encastree, il est possible d'obtenir l'expression suivante pour la déformée modale :

$$\phi_r(x) = \cos \frac{\lambda_r}{L} x - \cosh \frac{\lambda_r}{L} x + \frac{\sin \lambda_r - \sinh \lambda_r + \frac{\lambda_r M}{m_{eff} L} (\cos \lambda_r - \cosh \lambda_r)}{\cos \lambda_r + \cosh \lambda_r - \frac{\lambda_r M}{m_{eff} L} (\sin \lambda_r - \sinh \lambda_r)} \left( \sin \frac{\lambda_r}{L} x - \sinh \frac{\lambda_r}{L} x \right) \quad (21)$$

sachant que l'équation aux pulsations propres est de la forme suivante (voir **Annexe 10**) :

$$1 + \cos \lambda_r \cosh \lambda_r + \frac{\lambda_r M}{m_{eff} L} (\cos \lambda_r \sinh \lambda_r - \sin \lambda_r \cosh \lambda_r) - \frac{\lambda_r^3 I_t}{m_{eff} L^3} (\cosh \lambda_r \sin \lambda_r - \sinh \lambda_r \cos \lambda_r) + \frac{\lambda_r^4 M I_t}{m_{eff}^2 L^4} (1 - \cos \lambda_r \cosh \lambda_r) = 0 \quad (22)$$

Pour trouver les solutions de l'équation (22), les conditions d'orthogonalité doivent être respectées [ERT 11], puis l'équation de mouvement donnée par l'équation (17) peut être réécrite après avoir substitué l'équation (20) et intégré chacun de ces termes selon la longueur de la poutre, comme suit :

$$\begin{aligned}
 m_{eff} \left( \int_0^L \phi_r(x)^2 dx \right) \frac{d^2 y_{p_r}(t)}{dt^2} + c_s I_t \left( \int_0^L \phi_r(x) \frac{d^5 \phi_r(x) y_{p_r}(t)}{dx^4 dt} dx \right) + c_a \left( \int_0^L \phi_r(x) \frac{dy_{p_r}(t)}{dt} dx \right) \\
 + \frac{I_t}{S_{11}^E} \left( \int_0^L \phi_r(x) \frac{d^4 \phi_r(x)}{dx^4} dx \right) y_{p_r}(t) - v \phi_r(L) V(t) \\
 = - \left( m_{eff} \int_0^L \phi_r(x) dx + M \phi_r(L) \right) \frac{d^2 y_i(t)}{dt^2}
 \end{aligned} \tag{23}$$

L'équation mécanique (23) peut se simplifier en exprimant chacun de ces termes sous forme canonique, et en appliquant les conditions d'orthogonalités [ERT 11]. On obtient alors la forme suivante :

$$\begin{aligned}
 \ddot{y}_{p_r}(t) + 2\xi_r \omega_r \dot{y}_{p_r}(t) + \omega_r^2 y_{p_r}(t) + v \frac{d\phi_r(x)}{dx} \Big|_{x=L} V(t) \\
 = - \left( m_{eff} \int_0^L \phi_r(x) dx + M \phi_r(L) \right) \ddot{y}_i(t)
 \end{aligned} \tag{24}$$

Où la pulsation s'écrit :

$$\omega_r = \lambda_r^2 \sqrt{\frac{\frac{I_t}{S_{11}^E}}{m_{eff} L^2}} \tag{25}$$

Et le coefficient de couplage est noté :

$$\chi_r = v \frac{d\phi_r(x)}{dx} \Big|_{x=L} \tag{26}$$

L'équation électrique (19) peut être quant à elle réduite sous la forme de l'équation modale (27) suivante :

$$i(t) = C_0 \dot{V}(t) + \frac{V(t)}{R_{load}} \tag{27}$$

avec  $C_0$  la capacité interne du piézoélectrique.

## CHAPITRE 3

Les termes d'amortissement de la structure interne  $c_s I_t$  et de l'air  $c_a$  [ERT08a] sont remplacés par le terme d'amortissement modal  $\xi_r$  (28). Ce terme est associé au mode concerné et est déterminé expérimentalement.

$$\xi_r = \frac{c_s I_t \omega_r}{2 \frac{I_t}{S_{11}^E}} + \frac{c_a}{2 m_{eff} \omega_r} \quad (28)$$

En fonction de la précision de l'estimation de puissance souhaitée, le nombre de fréquences propres sera choisi en conséquence. Les modèles théoriques étant définis, on se propose par la suite de les utiliser pour construire un modèle physique équivalent afin de représenter les échanges énergétiques.

Comme pour l'approche localisée et afin de simplifier la comparaison des deux approches, les expressions (24) et (27) sont développés sous la forme générique ci-dessous :

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{total} \ddot{y}_{p_r}(t) + C_{beam} \dot{y}_{p_r}(t) + K_{beam} y_{p_r}(t) + n_2 V(t) = F(t) \end{array} \right. \quad (29)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} i(t) = C_0 \dot{V}(t) + \frac{V(t)}{R_{load}} \end{array} \right. \quad (30)$$

avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{total} = 1 \\ C_{beam} = 2 \xi_r \omega_r \\ K_{beam} = \omega_r^2 \\ n_2 = v \left. \frac{d\phi_r(x)}{dx} \right|_{x=L} \\ F(t) = \left( m_{eff} \int_0^L \phi_r(x) dx + M \phi_r(L) \right) \ddot{y}_i(t) \end{array} \right.$$

### 3.2.3. Comparaison des deux approches

Que ce soit pour l'approche localisée ou pour l'approche distribuée, la représentation de la poutre comprend deux équations : une équation électrique et une équation mécanique semblables de par leurs structures.

Rappel des équations «électriques, pour l'approche distribuée et localisée :

$$i(t) = C_0 \dot{V}(t) + \frac{V(t)}{R_{load}}$$

(2) et (17)

Le courant traversant les couches piézoélectriques est égale à la somme du courant liée à la capacitance piézoélectrique  $C_0$  avec celui aux bornes de la charge résistive  $R_{load}$ . Pour les deux approches, les deux équations et les valeurs des paramètres sont identiques.

Rappel des équations mécaniques :

$$M_{total} \ddot{y}_{p_r}(t) + C_{beam} \dot{y}_{p_r}(t) + K_{beam} y_{p_r}(t) + n_2 V(t) = \dot{y}_i(t)$$

avec  $M_{total} = 1$ ,  $C_{beam} = \frac{b_m}{M}$ ,  $K_{beam} = \frac{C_p}{k_1 k_2 M}$ ,  $n_2 = -\frac{d_{31} a C_p}{k_1 M 2 t_p}$  et  $F = \dot{y}_i(t)$  pour l'approche à paramètres localisés (17) et  $M_{total} = 1$ ,  $C_{beam} = 2 \xi_r \omega_r$ ,  $K_{beam} = \omega_r^2$ ,  $n_2 = v \left. \frac{d\phi_r(x)}{dx} \right|_{x=L}$  et  $F(t) = \left( m_{eff} \int_0^L \phi_r(x) dx + M \phi_r(L) \right) \dot{y}_i(t)$  pour l'approche à paramètres distribués (29).

La différence de l'expression de la sollicitation externe de la poutre est dépendante de la méthode de calcul utilisée et est notée en orange dans le texte. En effet, la méthode à paramètres localisés fusionne l'inertie de la poutre et de la masse en bout de poutre sur un seul terme, tandis que la méthode à paramètres distribués fait la distinction entre l'inertie globale de la poutre et l'inertie de la masse en bout de poutre en décomposant l'influence des masses.

### 3.3. CONSTRUCTION DU MODELE PHYSIQUE EQUIVALENT

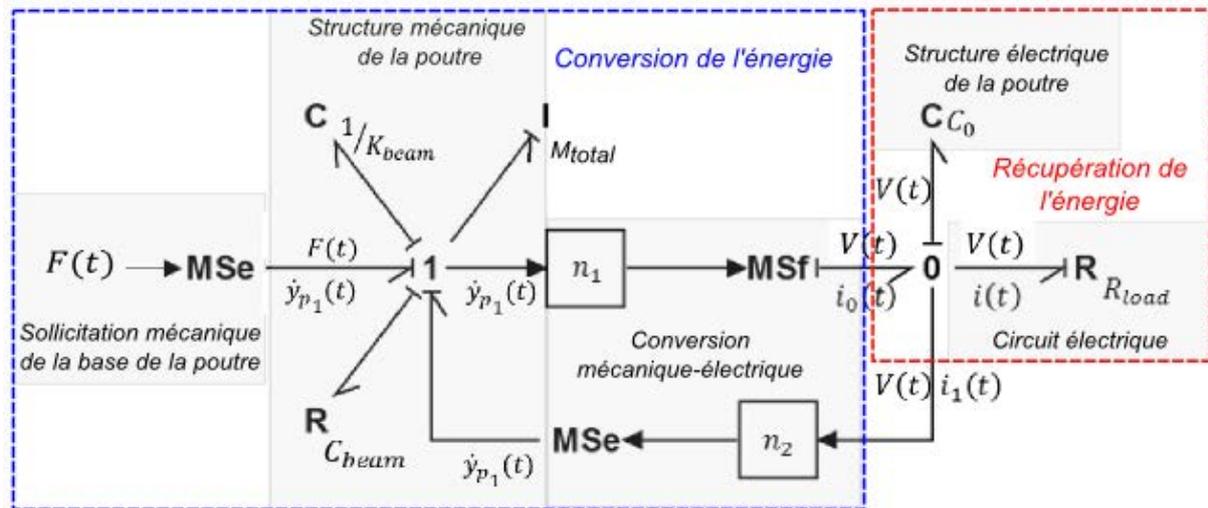
#### 3.3.1. Modèle Bond Graph à paramètres localisés

Comme pour le modèle de la suspension décrit dans le **Chapitre 2**, la poutre est représentée par un système masse-ressort à un degré de liberté incluant sa raideur représentée par un ressort ( $K_{beam}$ ), un amortissement ( $C_{beam}$ ) et une masse ( $M_{total}$ ) (**Figure 3.7**). Les sollicitations au niveau de la base de la poutre sont fonction des vibrations transmises.

Sur le modèle Bond Graph (**Figure 3.7**), l'inertie des masses, l'amortissement mécanique et l'élasticité de la poutre sont symbolisés respectivement par les éléments  $I$ ,  $R$  et  $C$ . La source  $MSe$  exprime le générateur de force modulé par un signal externe. Dans notre système, nous appliquerons comme entrée la force transmise à la base de la poutre par la suspension avec  $F(t) = \dot{y}_i(t)$ .

La jonction 1 de notre modèle découle quant à elle directement des équations de Newton-Euler. À cette jonction 1, il faut rajouter les termes de couplage mécanique-électrique qui sont décrits par les coefficients  $n_1$  et  $n_2$  correspondant aux termes de couplage des équations mécanique et électrique. Ce couplage fort entre la partie mécanique-électrique est symbolisé

par une source de flux modulée tandis que le couplage entre la partie électrique et mécanique est représenté par une source d'effort modulée.



**Figure 3.7** Modèle de référence Bond Graph à approche localisée estimant l'énergie convertie en fonction d'une sollicitation mécanique externe de la poutre

L'énergie issue de la déformation est transmise sous forme d'énergie électrique à la jonction 0. La capacitance électrique piézoélectrique  $C_0$  ( $C_0 = \frac{a^2 \epsilon b L}{2 t_p}$ ) et la charge résistive  $R_{load}$  sont modélisés respectivement par les éléments  $C$  et  $R$ .

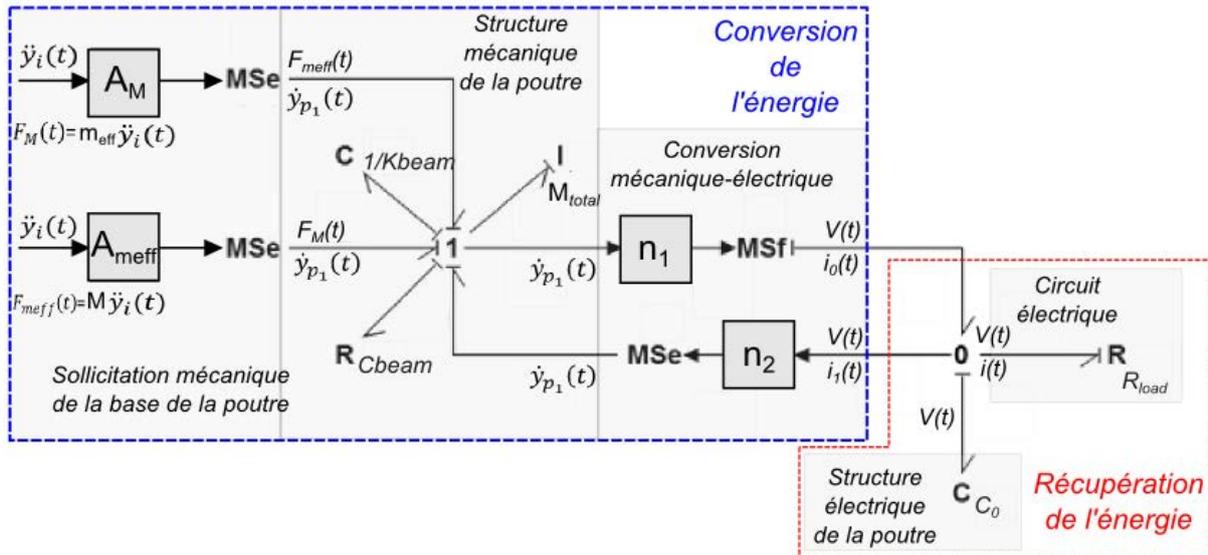
### 3.3.2. Modèle Bond Graph à paramètres distribués

A la différence du modèle précédent (voir la **Figure 3.8**), la partie mécanique de la poutre est sollicitée par deux sources d'effort : la première traduit le comportement de la masse globale de la poutre  $F_{meff}(t)$ , tandis que la seconde décrit l'accélération de la masse en bout de poutre  $F_M(t)$ . Nous appliquerons donc comme entrées les forces transmises à la base de la poutre par la suspension à l'aide de deux sources d'effort modulées :

$$F_{meff}(t) = m_{eff} \left( \int_0^L \phi_1(x) dx \right) \ddot{y}_i(t) \text{ et } F_M(t) = M_{total} \ddot{y}_i(t).$$

Comme pour le modèle précédent, le couplage fort entre la partie mécanique-électrique est symbolisé par une source de flux modulée tandis que le couplage entre la partie électrique et mécanique est représenté par une source d'effort modulée en fonction des coefficients  $n_1$  et  $n_2$  associés ( $n_1 = -v\phi_1(l) = e_{31} \frac{b(t_s+t_p)}{2} \frac{d\phi_1(x)}{dx} \Big|_{x=L}$  et  $n_1 = -n_2$ ). Dans cette approche,

l'expression de la capacitance électrique piézoélectrique est désormais  $C_0 = \epsilon \frac{bL}{2t_p}$ .



**Figure 3.8** Modèle de référence Bond Graph à approche distribuée estimant l'énergie convertie en fonction d'une sollicitation mécanique externe de la poutre

Les fréquences propres d'ordre supérieur à la première fréquence peuvent être avec cette approche également modélisées à l'aide de la méthode de superposition modale. L'ajout de ces résonances d'ordre supérieur accroît la précision des calculs. A titre d'exemple, la **Figure 3.9** illustre le modèle Bond Graph associé aux trois premières fréquences de la poutre.

L'équation (24) indique que la transition en Bond Graph est identique, quel que soit le mode choisi, puisque des termes de raideur, d'amortissement et d'inertie sont utilisés. Seules les valeurs de ces éléments sont modifiées et doivent être recalculées en fonction de la fréquence propre choisie. Pour voie de généralisation, la structure Bond Graph associé à chaque résonance mécanique de la poutre peut être dupliquée  $r$  fois,  $r$  étant le nombre de fréquences propres souhaitées en fonction de la précision de calcul recherchée.

Ces différents sous-systèmes peuvent être reliés entre eux par sommation des tensions générées par les différents modes. En langage Bond Graph, les courants découlant de chacune des fréquences propres s'additionnent au niveau de la jonction 0 liée à la partie électrique du piézoélectrique. La représentation du sous-système du circuit électrique reste pour sa part inchangé.

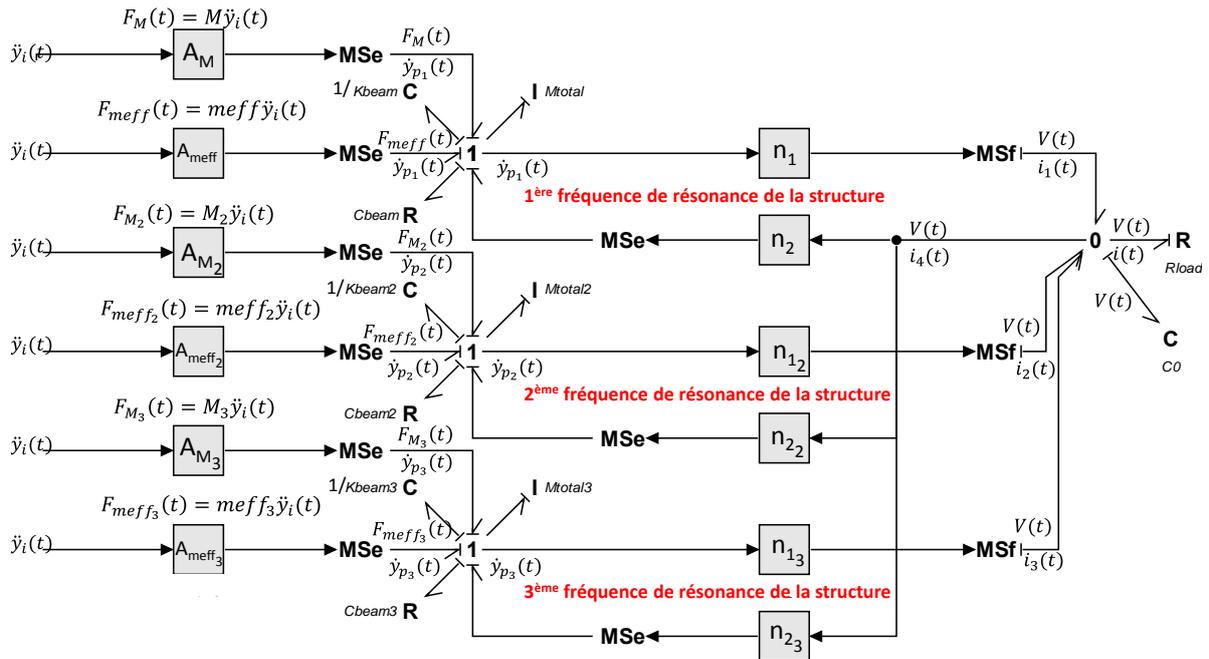


Figure 3.9 Modèle de référence Bond Graph permettant l'estimation de l'énergie convertie en fonction d'une sollicitation mécanique externe de la poutre en prenant en compte les trois premières fréquences propres

### 3.4. SIMULATIONS ET VALIDATIONS EXPERIMENTALES DU MODELE DE POUTRE

#### 3.4.1. Caractéristiques des configurations

Afin de comparer les deux modèles Bond Graph, nous nous proposons d'étudier à l'aide du logiciel 20Sim une configuration de poutre piézoélectrique pour laquelle la première fréquence propre résonne à 11.33Hz (voir **Figure 3.4**) pour se rapprocher du 2<sup>ème</sup> mode de structure du véhicule. Les paramètres utilisés sont résumés dans le **Tableau 1**.

Le coefficient d'amortissement mécanique choisi  $\xi_1$  est identique pour les deux modèles et est obtenu expérimentalement. L'accélération  $\ddot{y}_i$  de la base de la poutre est considérée comme la seule variable d'entrée du sous-système. Elle est imposée par la source d'effort  $F$  pour le modèle à approche localisée et par les sources d'effort  $F_M$  et  $F_{meff}$  pour le modèle à approche distribuée.

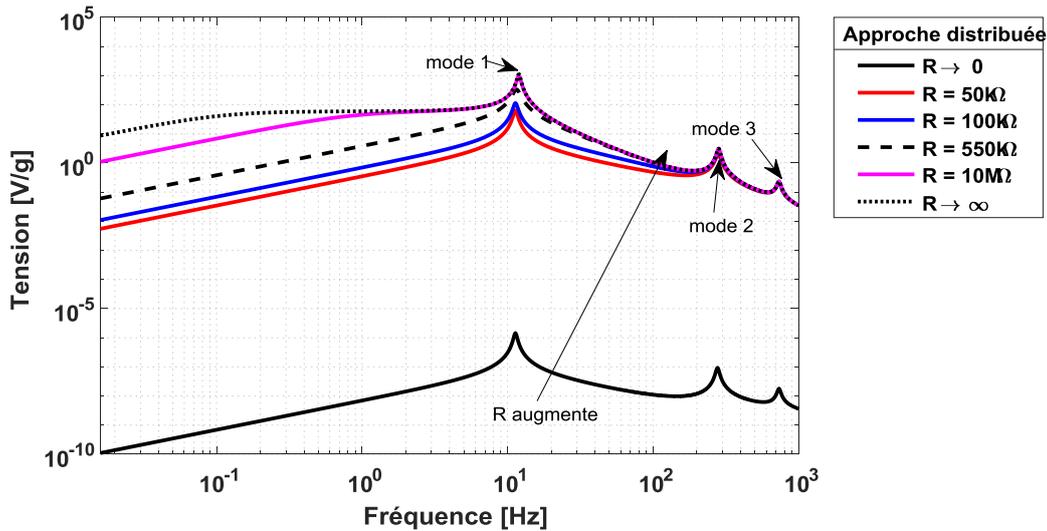
Paramètres		Valeurs	Unités
Mécanique	$L$ , longueur de la poutre	50	mm
	$b$ , largeur de la poutre	10	mm
	$t_s$ , épaisseur du substrat	0.1	mm
	$t_p$ , épaisseur du piézoélectrique PZT <sub>5A</sub>	0.2	mm
	$C_{11}^s$ , rigidité du substrat	70	GPa
	$C_{11}^p$ , rigidité du piézoélectrique PZT <sub>5A</sub>	66	GPa
	$C_{13}^p$ , rigidité du piézoélectrique PZT <sub>5A</sub>	52	GPa
Matériau	$\rho_s$ , densité du substrat	2500	kg.m <sup>-3</sup>
	$\rho_p$ , densité du piézoélectrique PZT <sub>5A</sub>	7800	kg.m <sup>-3</sup>
Électrique	$\epsilon$ , permittivité du piézoélectrique PZT <sub>5A</sub>	13.28	nF.m <sup>-1</sup>
	$e_{31}$ , coefficient piézoélectrique PZT <sub>5A</sub>	-12.53	C.m <sup>-2</sup>

Tableau 1 Paramètres géométriques et constante du matériau piézoélectrique

### 3.4.2. Etude du modèle à approche distribuée

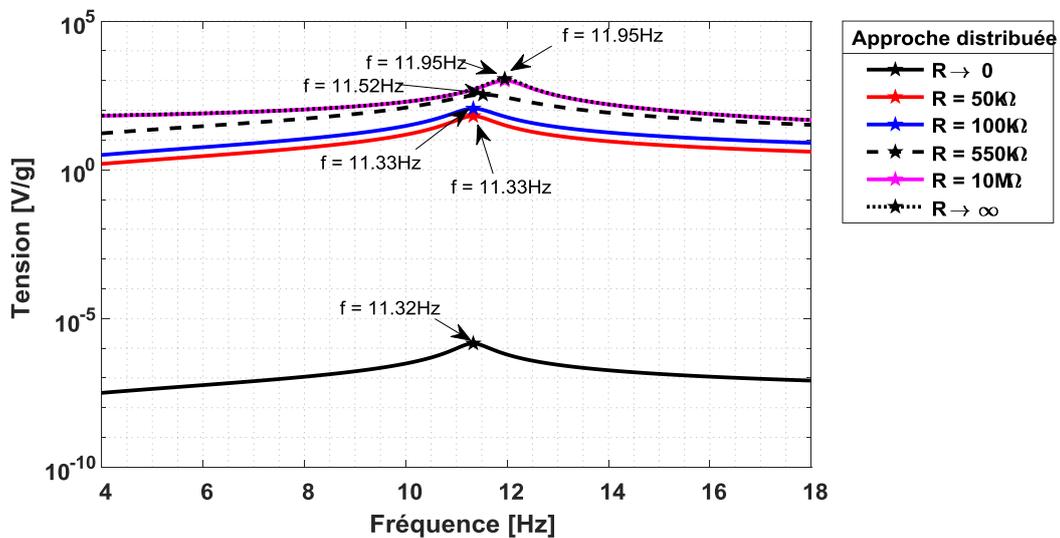
#### a) Evolution de la tension

Dans un premier temps, on observe l'évolution de la tension en fonction de la fréquence. Comme attendu, des pics de tension sont obtenus aux modes de résonance de la structure, comme illustré à la **Figure 3.10**. Notons que la résistance de charge influence sensiblement ces fréquences de résonance comme le montre le **Tableau 2**. En effet, la fréquence de résonance de chaque mode est décalée de la fréquence de résonance en limite basse ou dite de « court-circuit » ( $f_{limite\ basse} = 11.95Hz$ ) vers la fréquence de résonance en limite haute ou dite de « circuit ouvert » ( $f_{limite\ haute} = 11.32Hz$ ). Les résistances dites de limite basse et de limite haute sont déterminées par calcul pour les résistances de charges suivantes : lorsque  $R \rightarrow 0$  (on prendra  $R = 0.001\Omega$ ) et lorsque  $R \rightarrow \infty$  (on choisira  $R = 80M\Omega$ ). Afin de mieux décrire la variation en amplitude de la tension du premier mode, on a choisi de faire un zoom de la **Figure 3.10** autour de la première fréquence de résonance visible (**Figure 3.11**).



**Figure 3.10 Tensions calculées à l'aide de l'approche distribuée en fonction de la fréquence pour différentes valeurs de résistance dont les résistances de limite basse ( $R \rightarrow 0$ ) et de limite haute ( $R \rightarrow \infty$ )**

Lors de l'excitation du 1<sup>er</sup> mode, la tension maximale obtenue à la fréquence de limite basse est de 11.32Hz. En revanche, quand la résistance tend vers l'infini, cette fréquence de résonance devient égale à 11.95Hz. D'autre part, l'amplitude de la tension croît de façon monotone en fonction de la résistance. Ce résultat rejoint donc ceux déjà mis en avant par les travaux d'Erturck [ERT 08a].

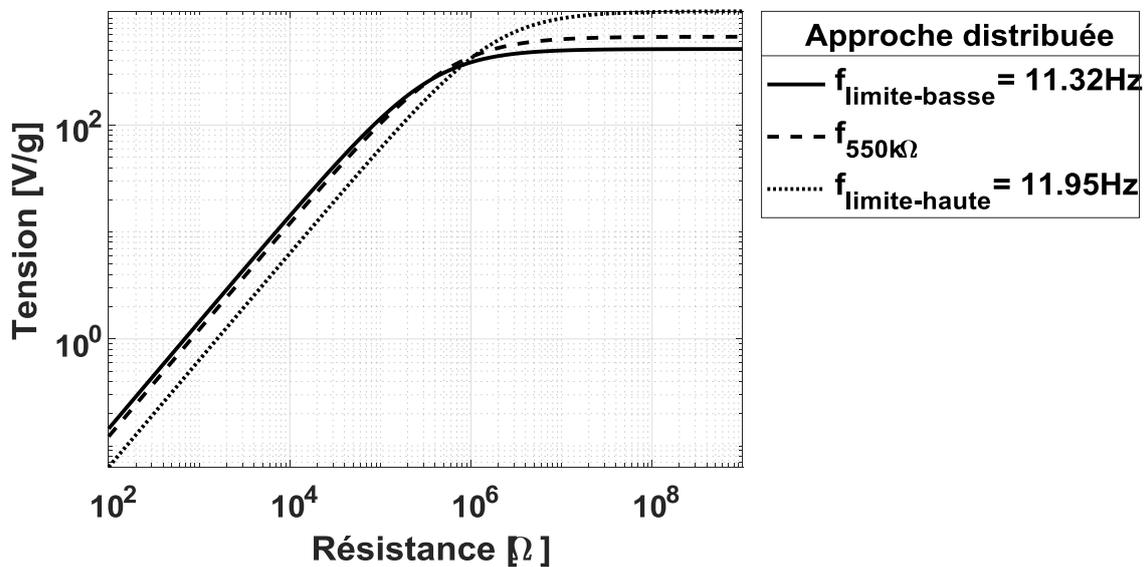


**Figure 3.11 Zoom sur la plage de fréquence allant de 4 à 18Hz, tensions calculées à l'aide de l'approche distribuée en fonction de la fréquence pour différentes valeurs de résistance (mode 1)**

	Mode 1	Mode 2	Mode 3
A la résistance de limite basse [Hz]	11.32 Hz	277.4 Hz	734 Hz
À la résistance de limite haute [Hz]	11.95 Hz	282.2 Hz	734.2 Hz
Écart [%]	5.27%	1.70%	0.03%

**Tableau 2 Fréquences de résonance de la poutre piézoélectrique pour les trois premiers modes de vibration**

Lorsque l'on sélectionne des résistances intermédiaires choisies arbitrairement entre ces deux cas extrêmes, on s'aperçoit que la tension croît monotonement avec l'augmentation des résistances jusqu'à un plateau comme l'illustre la **Figure 3.12** et ce pour toutes les excitations en fréquence. Ce plateau apparaît après le point d'intersection entre les courbes de fréquence de limite basse et de limite haute, c'est-à-dire à une valeur de résistance  $R = 815k\Omega$ . De cette figure, nous en déduisons les deux principales fréquences d'excitations, c'est-à-dire la fréquence en limite basse et en limite haute. Nous pouvons également constater que l'évolution de la tension pour une fréquence d'excitation intermédiaire, c'est-à-dire à la résistance  $R = 550k\Omega$  se situe principalement entre les deux courbes en limite basse et en limite haute.



**Figure 3.12** Variation de la tension en fonction des charges résistives en limite basse et en limite haute à la fréquence de résonance pour le premier mode

A partir de la **Figure 3.12**, on remarque que la tension est maximale quand le système est proche des conditions en limite basse, puis au-delà du point d'intersection quand le système est proche des conditions en limite haute. En outre, pour les résistances de faibles valeurs, les tensions à la fréquence en limite basse et en limite haute possèdent la même pente sur l'échelle logarithmique. La tension devient moins sensible aux variations des résistances aux conditions de limite haute, pour de très grandes résistances. Notons que l'évolution de la tension est identique quel que soit la fréquence, cette tendance étant en effet similaire pour les autres modes de vibration de la structure [ERT 08a].

### *b) Evolution de la puissance dans la charge*

Nous avons choisi de tracer l'évolution de la puissance instantanée en fonction de la fréquence (**Figure 3.13**). La puissance est simplement obtenue en multipliant la tension et le

## CHAPITRE 3

courant. De ce fait et contrairement à la tension et au courant, la puissance est définie comme proportionnelle au carré de l'accélération de l'excitation mécanique imposée à la poutre [ERT 08a]. Étant le résultat d'un produit, son comportement est clairement non monotone face à l'augmentation ou à la diminution des résistances pour les différents modes (Figure 3.13). Afin de mieux décrire la variation en amplitude de la puissance sur ces deux premiers modes de résonance, on choisit de faire un zoom de ces deux modes respectivement à la Figure 3.14 et Figure 3.15.

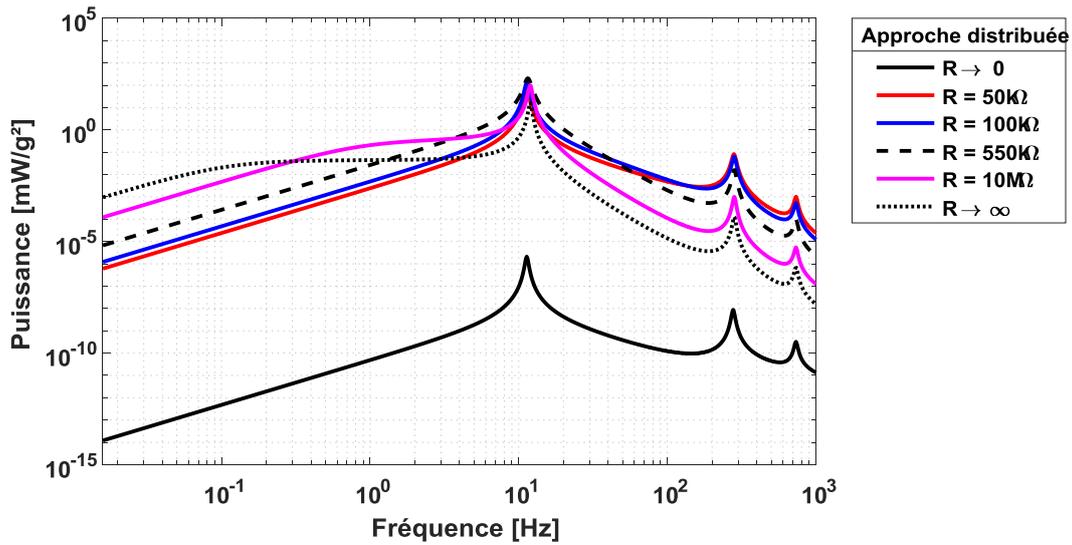


Figure 3.13 Puissances calculées à l'aide de l'approche distribuée en fonction de la fréquence pour différentes valeurs de résistance en limite basse lorsque  $R \rightarrow 0$ , en limite haute lorsque  $R \rightarrow \infty$

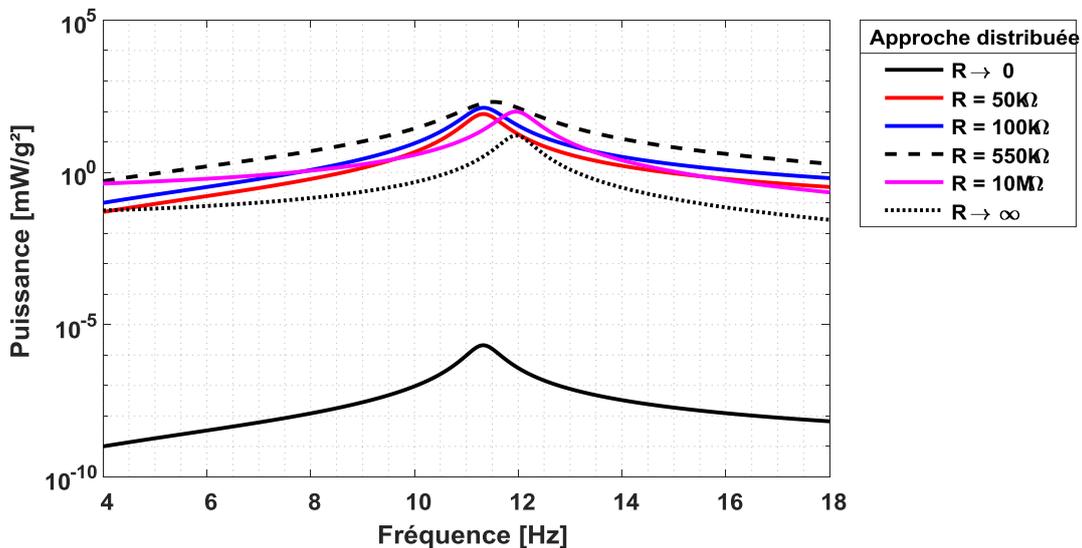


Figure 3.14 Zoom sur la plage de fréquence allant de 4 à 18Hz, puissances calculées à l'aide de l'approche distribuée en fonction de la fréquence pour différentes valeurs de résistance (mode 1)

La valeur maximale de la puissance pour le 1<sup>er</sup> mode est déduite à partir de la Figure 3.14 parmi un échantillon arbitraire de résistances et correspond à la résistance  $R = 550k\Omega$  à la fréquence 11.52Hz qui se trouve comme attendu être la fréquence de limite basse

[ERT 08a]. La résistance pour laquelle la puissance est maximale à une fréquence donnée, est appelée la résistance « optimale ». La détermination de cette résistance est essentielle pour maximiser la récupération d'énergie. En effet, si cette valeur n'est pas atteinte en pratique, la récupération d'énergie est moins efficace. Pour cette poutre, elle est donc proche de  $550\text{k}\Omega$  pour le 1<sup>er</sup> mode.

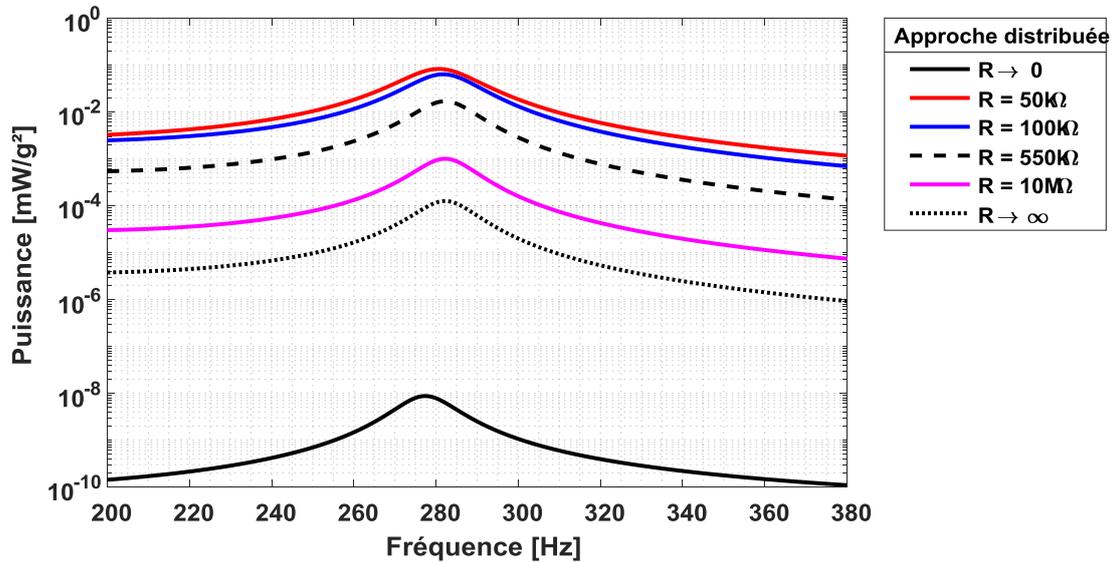


Figure 3.15 Zoom sur la plage de fréquence allant de 200 à 380Hz, puissances calculées à l'aide de l'approche distribuée en fonction de la fréquence pour différentes valeurs de résistance (mode 2)

Lorsque l'on considère le deuxième mode de vibration, la valeur de résistance de charge est égale à  $R = 50\text{k}\Omega$  à la fréquence 280.6Hz, ce qui correspond à la fréquence de limite basse. Notons que les valeurs des résistances utilisées sont choisies arbitrairement afin d'observer une tendance générale. Ainsi la puissance maximale calculée pour chacun des modes de vibrations n'est pas nécessairement la puissance optimale exceptée pour le 1<sup>er</sup> mode.

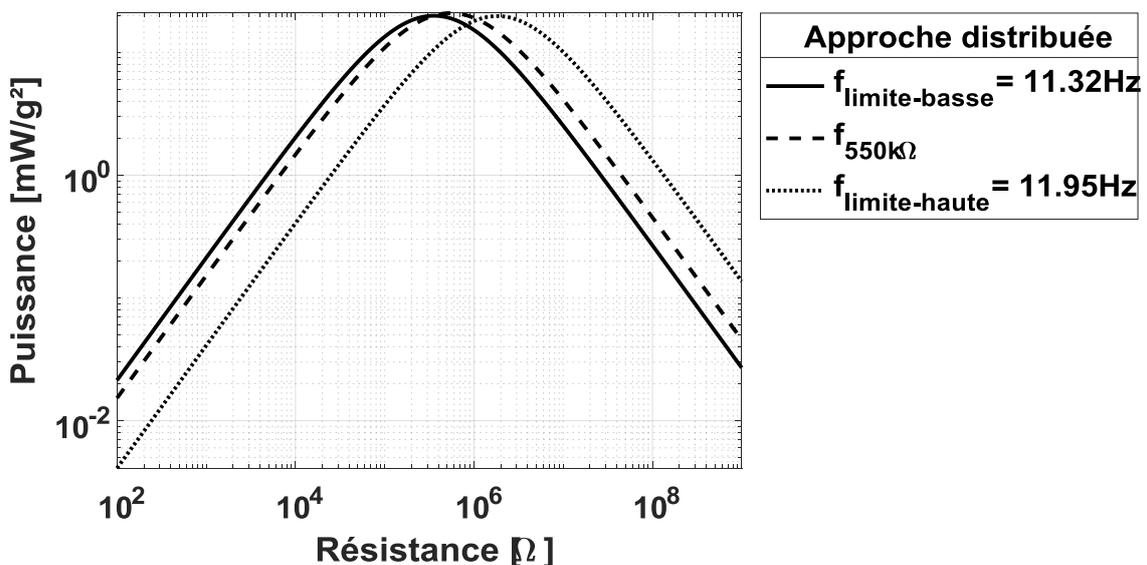


Figure 3.16 Variation de la puissance en fonction de la charge résistive en court-circuit et en circuit ouvert à la fréquence de résonance pour le premier mode (mode 1)

## CHAPITRE 3

Sur la courbe suivante, comme pour la tension et le courant, nous avons décidé de tracer la variation de la puissance en fonction de la résistance. On observe que la valeur de la puissance croît jusqu'à un optimum pour ensuite décroître comme l'illustre la **Figure 3.16**. Le comportement non monotone de la puissance face à l'augmentation de la résistance est le résultat de la multiplication du comportement de la tension avec celui du courant. A l'instar de ce qui a été remarqué pour la tension, la puissance est maximale aux conditions de limite basse pour les résistances situées avant l'intersection des courbes de limite basse et de limite haute, puis au-delà elle est maximale pour la condition de limite haute. En outre, l'allure de la puissance est identique à celle de la tension pour des résistances faibles puisqu'elle suit également l'augmentation de la résistance de façon logarithmique. Notons enfin les courbes de puissance de l'excitation en limite basse et en limite haute sont similaires.

### 3.4.3. Comparaison des modèles à approches distribués et localisés

Afin de comparer les résultats précédents avec l'approche localisée, les mêmes hypothèses sont reprises. Les simulations sont répétées pour sept valeurs de résistance : résistances de court-circuit et circuit ouvert, 50k $\Omega$ , 100k $\Omega$ , 210k $\Omega$ , 550k $\Omega$  et 10M $\Omega$ .

Premier constat rassurant, l'évolution de la puissance dans le cas de l'approche à paramètres localisée est similaire à l'approche à paramètres distribués (**Figure 3.11**). La valeur maximale de la puissance pour le 1<sup>er</sup> mode est déduite à partir de la **Figure 3.17** parmi un échantillon arbitraire de résistances : elle correspond à la résistance  $R = 210k\Omega$  à la fréquence 11.19Hz qui est comme attendu la fréquence de court-circuit. L'écart de fréquence avec la précédente résistance optimale calculée avec l'approche à paramètres distribués est de 2.94% tandis que celui calculé pour chaque résistance optimale déterminée avec les deux approches est de 19.95%.

On trace ensuite la variation en puissance en fonction de la valeur de résistance. Une nouvelle fois, des allures identiques sont obtenues pour les deux approches (**Figure 3.16** et **Figure 3.18**).

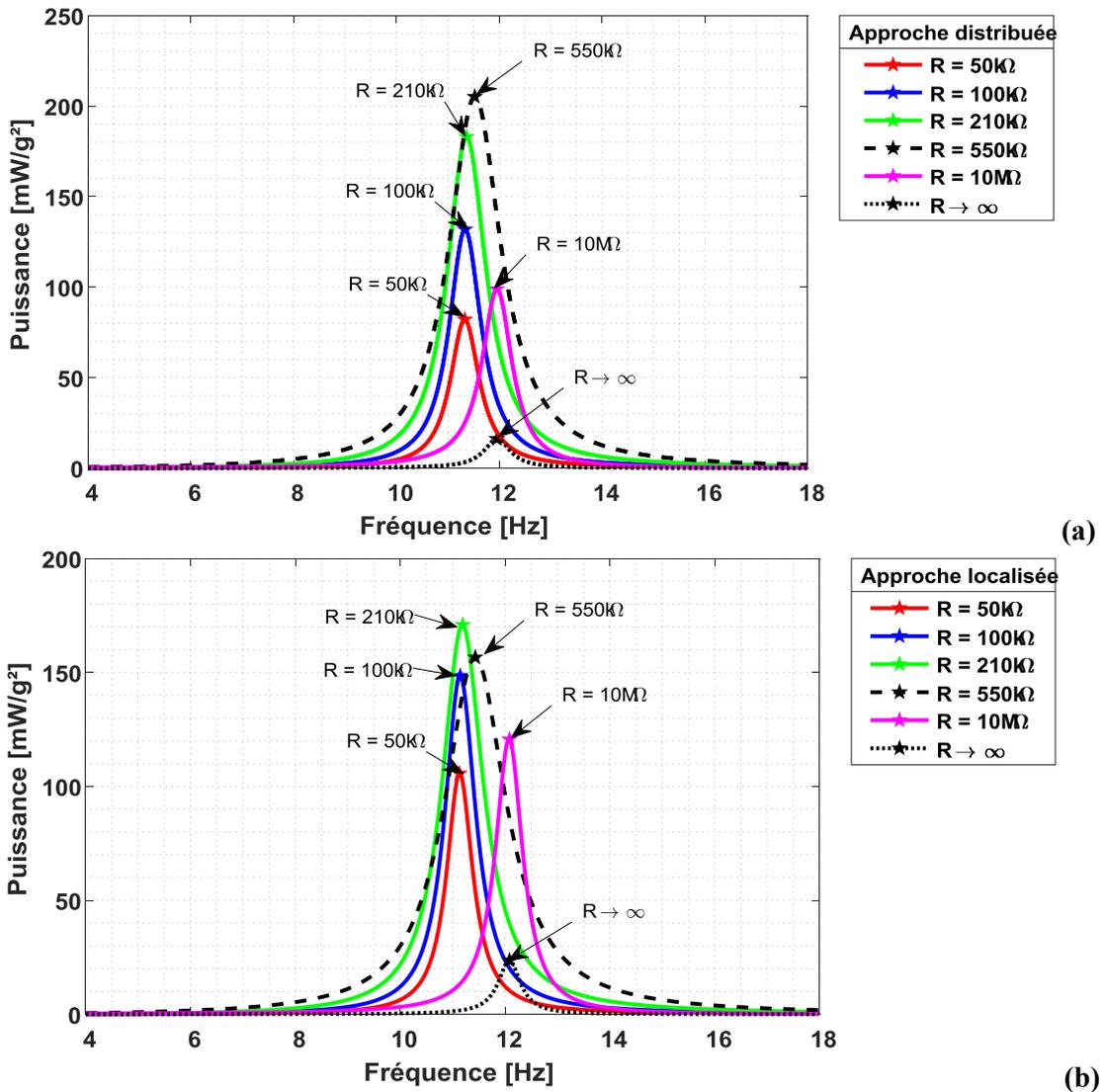


Figure 3.17 Zoom sur la plage de fréquence allant de 4 à 18Hz, puissances calculées à l'aide de l'approche distribuée (a) et localisée (b) en fonction de la fréquence pour différentes valeurs de résistance (mode 1)

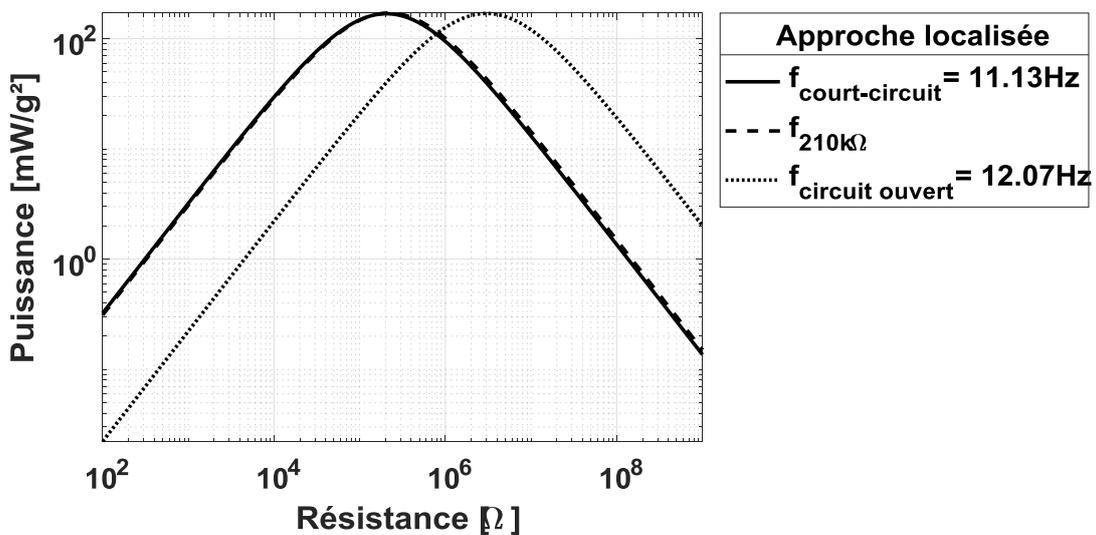


Figure 3.18 Variation de la puissance en fonction de la charge résistive en court-circuit et en circuit ouvert à la fréquence de résonance pour le premier mode

$R_{load}[k\Omega]$	Puissance [mW]		Écart [%]
	Méthode à paramètres distribués	Méthode à paramètres localisés	
À la résistance optimale	205.1mW	170.5mW	20.29%
À la résistance de limite haute	16.14mW	23.68mW	31.84%

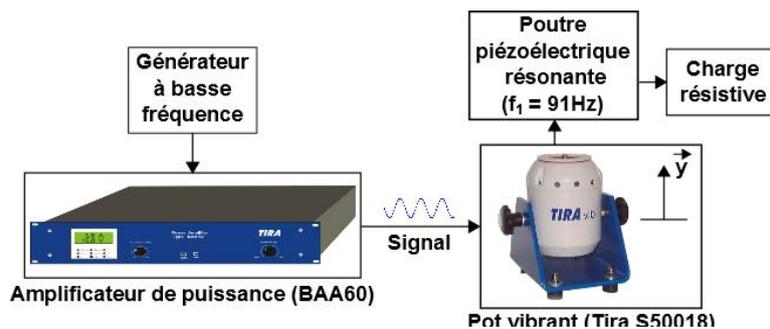
**Tableau 3 Confrontation des deux approches à la première fréquence de résonance (11.33Hz) avec les résultats issus des Figures 3.17 et 3.18**

Sur le **Tableau 3**, on note que les écarts en amplitude entre les deux approches sont du même ordre de grandeur mais non négligeables. L'écart en fréquence est en revanche moins important, il varie approximativement de 3%. Dans la suite de notre étude, nous choisirons respectivement d'utiliser les équations données par Erturck [**ERT 09a**] car la méthode à paramètres distribués apparait plus précise et adaptée à des études multifréquences.

### 3.4.4. Confrontation simulation et expérience

#### a) Présentation du dispositif de mesure

Le dispositif de mesure (**Figure 3.19**) utilisé pour confronter les résultats de simulation et d'expérience est composé d'un générateur à basse fréquence, d'un amplificateur de puissance (BAA60) et d'un pot vibrant (Tira S50018). Afin de solliciter mécaniquement la poutre piézoélectrique, celle-ci est positionnée sur le pot vibrant. La puissance récupérée est mesurée au travers d'un circuit électrique connecté aux bornes de la poutre piézoélectrique. Comme la structure piézoélectrique PZT<sub>27</sub> est facilement dommageable lorsqu'elle est soumise à de fortes déformations, le domaine des faibles fréquences reste difficile à atteindre [**LI 19**]. Pour cette raison, une nouvelle configuration de poutre plus robuste a été sélectionnée afin de valider les modèles en réalisant de mesures en laboratoire (voir les sections suivantes) et sur véhicule (**Chapitre 5**). Les nouvelles caractéristiques de la poutre piézoélectrique sont résumées dans le **Tableau 4**.



**Figure 3.19 Schéma du dispositif de mesure : le générateur, le pot vibrant avec la poutre résonante piézoélectrique**

Paramètres		Valeurs	Unités
Mécanique	$L$ , longueur de la poutre	65	mm
	$b$ , largeur de la poutre	13	mm
	$t_s$ , épaisseur du substrat	0.2	mm
	$t_p$ , épaisseur du piézoélectrique PZT <sub>27</sub>	0.58	mm
	$C_{11}^s$ , rigidité du substrat	70	GPa
	$C_{11}^p$ , rigidité du piézoélectrique PZT <sub>27</sub>	58	GPa
	$C_{13}^p$ , rigidité du piézoélectrique PZT <sub>27</sub>	43	GPa
Matériau	$\rho_s$ , densité du substrat	2698	kg.m <sup>-3</sup>
	$\rho_p$ , densité du piézoélectrique PZT <sub>27</sub>	7700	kg.m <sup>-3</sup>
Électrique	$\epsilon$ , permittivité du piézoélectrique PZT <sub>27</sub>	3500	nF.m <sup>-1</sup>
	$e_{31}$ , coefficient piézoélectrique PZT <sub>27</sub>	-10	C.m <sup>-2</sup>

**Tableau 4 Paramètres géométriques, matériels, et électromécaniques du système de récupération d'énergie testé**

*b) Cas d'une poutre simple avec une charge résistive*

Afin de valider le modèle Bond Graph de la poutre piézoélectrique, les réponses en fréquence de la puissance sont étudiées. La plage de fréquence intéressante pour notre étude varie entre 0.5 et 200Hz [JHA 76]. En accord avec cette plage de fréquence et pour des raisons pratiques [ERT 12], seul le premier mode de vibration de la poutre est étudié, cependant comme nous avons pu le voir précédemment notre modèle a la possibilité de prédire les autres fréquences si nécessaire. Le prototype du convertisseur est testé avec une excitation d'entrée de 1m/s<sup>2</sup>. Pour obtenir ces résultats, la valeur simulée du coefficient d'amortissement pour la première fréquence propre de la poutre est égale respectivement à  $\xi_1 = 0.039$  et à  $\xi_1 = 0.03$  pour les modèles à paramètres distribués et à paramètres localisés, tandis que la capacité interne des matériaux piézoélectriques est identique ( $C_0 = 0.225nF$ ). On considère qu'il n'y a pas de masse en bout de poutre ( $M = 0$ ). Notons que le coefficient d'amortissement est donné par un décrétement logarithmique exempt de vibration, il se déduit facilement par la mesure du déplacement libre de la poutre en imposant une force ponctuelle en bout de celle-ci.

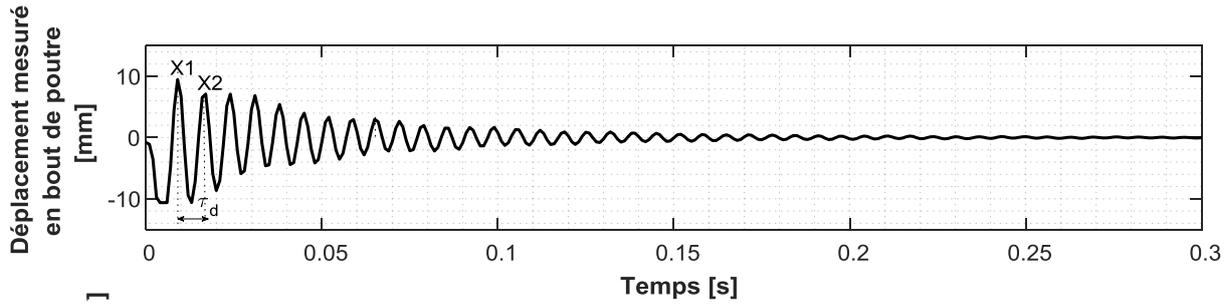


Figure 3.20 Détermination du coefficient d'amortissement (premier mode de vibration)

Le coefficient d'amortissement de la poutre est déterminé en appliquant une excitation manuelle ponctuelle en fin de poutre puis celle-ci relâchée brusquement. La mesure du déplacement après ce lâché dynamique est illustrée à la **Figure 3.20**. Il décroît avec une tendance logarithmique. A partir des deux premières amplitudes, il est possible d'en déduire le coefficient d'amortissement  $\xi_1$  du premier mode de vibration en utilisant la relation (31).

$$\ln\left(\frac{x_1}{x_2}\right) = \frac{2\pi\xi_1}{\omega_r} \tag{31}$$

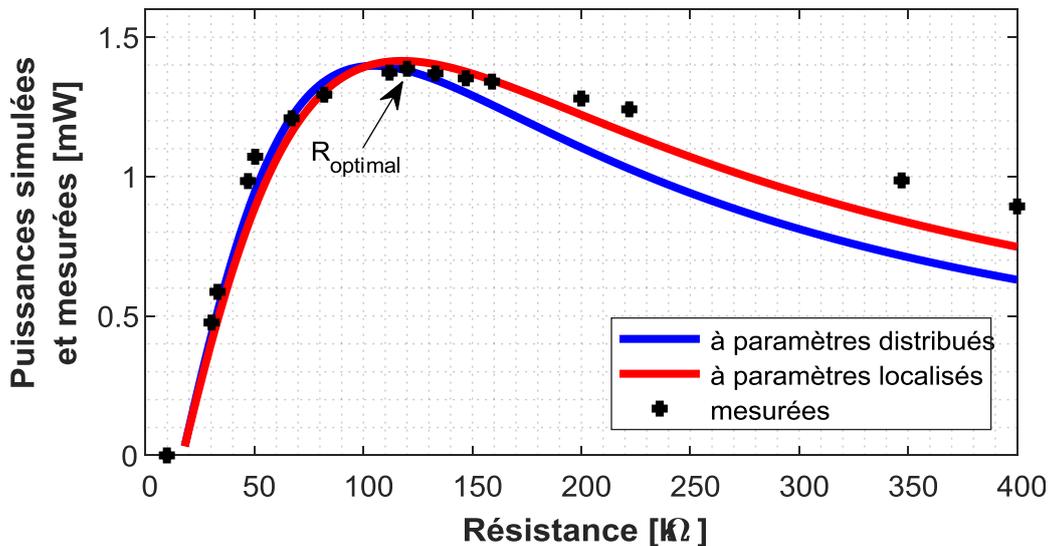


Figure 3.21 Puissances mesurées pour plusieurs valeurs de résistances externes (premier mode de vibration)

La valeur de la première fréquence propre trouvée expérimentalement est de 91Hz. Cette fréquence propre pourra être réduite en ajoutant une masse en bout de poutre comme nous le verrons dans la partie suivante. En concordance avec les mesures et les simulations, la valeur de la résistance  $R_{load}$  joue naturellement un rôle important dans le comportement dynamique du système : la **Figure 3.21** illustre en effet la variation de la puissance en fonction de la résistance. Cette variation de puissance est analogue à celle mesurée à la **Figure 3.18**. L'écart

mesuré entre les résultats de l'expérience et les simulations avec les méthodes à paramètres distribués et localisés est faible. Ces écarts sont raisonnables compte tenu des approximations effectuées sur les matériaux, la masse et l'amortissement de la structure. On peut donc conclure que ces modèles sont suffisamment représentatifs.

Par la suite, nous nous sommes intéressés à la capacité de ces modèles à prédire l'évolution de l'amplitude de la puissance par rapport à des mesures expérimentales. Les mesures expérimentales sont répétées pour trois valeurs de résistances :  $22k\Omega$ ,  $122k\Omega$  et  $222k\Omega$ . Pour maximiser le transfert de puissance, l'impédance de la poutre piézoélectrique doit être identique à l'impédance de sortie de la charge résistive. Dans notre configuration, cette impédance est obtenue pour une résistance de charge  $R = 122k\Omega$ , cette résistance est dite « optimale ». Les résultats en puissance sont donnés respectivement par les **Figure 3.22**, **Figure 3.23** et **Figure 3.24** autour du premier mode de vibration de la structure de poutre testée. Notons que seule la représentation du premier mode de la structure est possible avec le modèle à paramètres localisés. Ce sont les résultats autour de ce mode qui seront étudiés et comparés aux mesures expérimentales. Rappelons également que la divergence en fréquence entre les modèles Bond Graph multi mode et simple mode avec l'approche à paramètres distribués est de 0.0212% pour le premier mode alors que son amplitude augmente légèrement avec le nombre  $r$  de modes : 0%, 0.3%, 0.45% et 0.6% lorsque  $r = 1, 2, 3$  et 4 respectivement avec une valeur de résistance de  $100k\Omega$ . En conséquence, le premier mode sera étudié avec le modèle Bond Graph simple mode.

A la lecture des résultats expérimentaux, nous pouvons observer en premier lieu un léger décalage de la fréquence vers la gauche comme l'indique le **Tableau 5**. Celui est inférieur à 2.84% quelque soit le modèle utilisé.

$R_{load}[k\Omega]$	Fréquence de résonance [Hz]		
	Méthode à paramètres distribués	Méthode à paramètres localisés	Mesure expérimentale
22k $\Omega$	93.58Hz	92.47Hz	91Hz
Écart [%]	2.84%	1.62%	-
$R_{opt} = 122k\Omega$	94.38Hz	93.9Hz	92Hz
Écart [%]	2.58%	2.07%	-
222k $\Omega$	94.38Hz	94.38Hz	92Hz
Écart [%]	2.59%	2.59%	-

**Tableau 5** Confrontation simulation/expérience avec les résultats en fréquence issus des Figures 3.21, 3.22 et 3.23

## CHAPITRE 3

En second lieu, on retrouve comme prévu par les simulations une évolution de la puissance qui n'est pas monotone. Pour chacune des résistances, l'optimum en puissance obtenu est différent. De plus, la puissance mesurée avec la résistance optimale  $R_{load} = 122k\Omega$  (Figure 3.22) est la plus élevée. L'amplitude maximale de la puissance se situe aux alentours de 1.38mW pour cette résistance. Naturellement pour les résistances éloignées de cette résistance qui sont  $22k\Omega$  (Figure 3.23) et  $222k\Omega$  (Figure 3.24), les puissances maximales mesurées à leurs fréquences de résonance sont plus faibles qu'à la résistance optimale et sont respectivement de l'ordre de 0.84mW et 1.28mW.

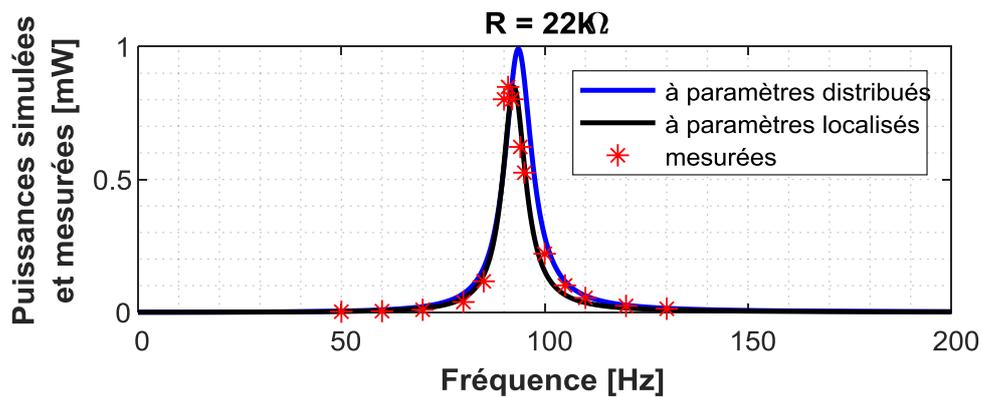


Figure 3.22 Puissances simulées et mesurées pour une valeur de résistance de  $22k\Omega$

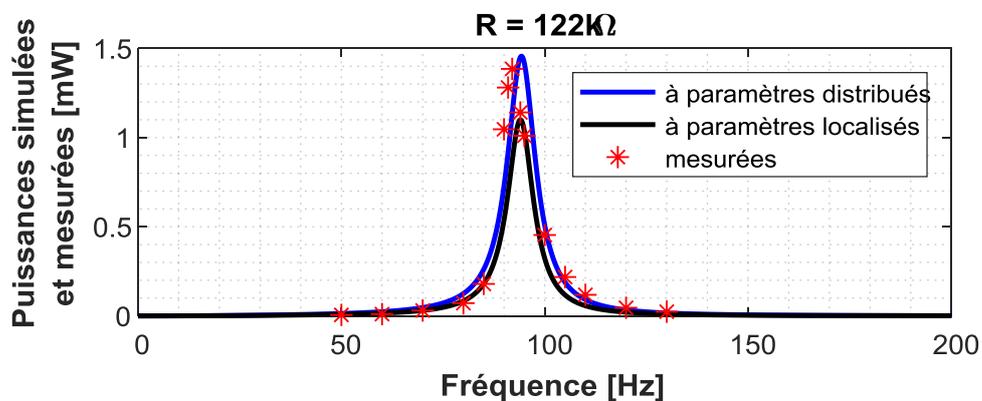


Figure 3.23 Puissances simulées et mesurées pour une valeur de résistance de  $122k\Omega$

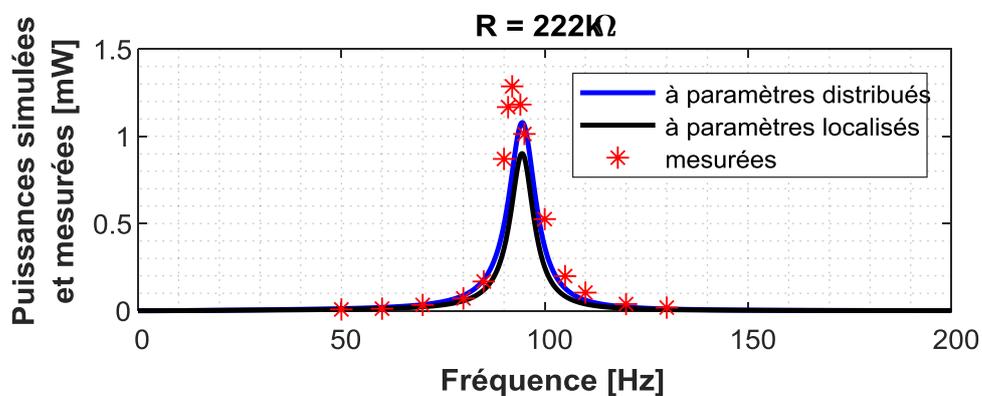


Figure 3.24 Puissances simulées et mesurées pour une valeur de résistance de  $222k\Omega$

Entre l'expérience et la simulation, on s'aperçoit que les écarts d'amplitude oscillent

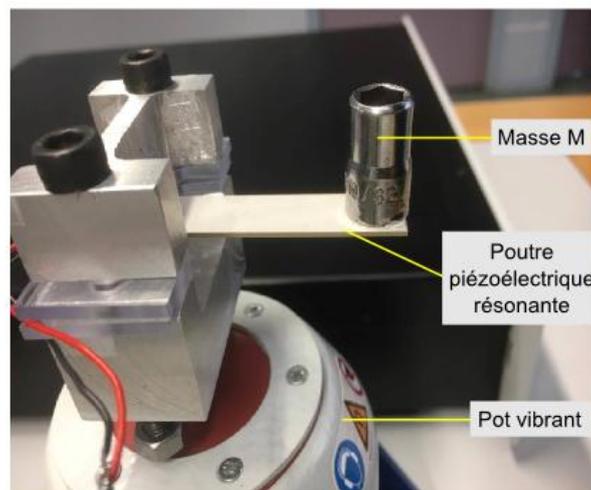
respectivement pour les modèles à paramètres distribués et localisés entre 5 et 16% et entre 0 et 30%, ce qui est raisonnable compte tenu de leurs approximations quant aux propriétés du matériau et de l'amortissement (**Tableau 6**). Ainsi, les tendances associées à la puissance sont prédites avec succès et valident notre modèle piézoélectrique sans masse en bout de poutre à la première fréquence de résonance.

$R_{load}$ [k $\Omega$ ]	Puissance [mW]		
	Méthode à paramètres distribués	Méthode à paramètres localisés	Mesure expérimentale
22k $\Omega$	0.9915mW	0.8477mW	0.8483mW
Écart [%]	16.88%	0.07%	-
$R_{opt} = 122k\Omega$	1.456mW	1.1mW	1.385mW
Écart [%]	5.12%	20.58%	-
222k $\Omega$	1.079mW	0.9015mW	1.287mW
Écart [%]	16.16%	29.95%	-

**Tableau 6** Confrontation simulation/expérience avec les résultats en puissance issus des Figures 3.21, 3.22 et 3.23

*c) Cas d'une poutre avec une charge résistive et une masse en bout de poutre*

Pour s'assurer que notre modèle est toujours valide après avoir ajouté une masse en bout de poutre, une confrontation simulation/expérience est réalisée à titre d'exemple avec une masse  $M$  égale à 10g. Par ce moyen, la puissance électrique générée est améliorée car la déformation mécanique est renforcée à la résonance de la poutre. Ce nouveau prototype est monté sur un pot vibrant comme l'illustre la **Figure 3.25**.



**Figure 3.25** Prototype du convertisseur réalisé en PZT<sub>27</sub> monté sur le pot vibrant pour la réalisation du test avec la masse M

### CHAPITRE 3

L'accélération imposée par le pot vibrant est de  $0.6m^2/s$  pour une même plage de fréquence que les tests effectués précédemment. Le coefficient d'amortissement de la poutre est mesuré expérimentalement à  $\xi_1 = 0.08$ .

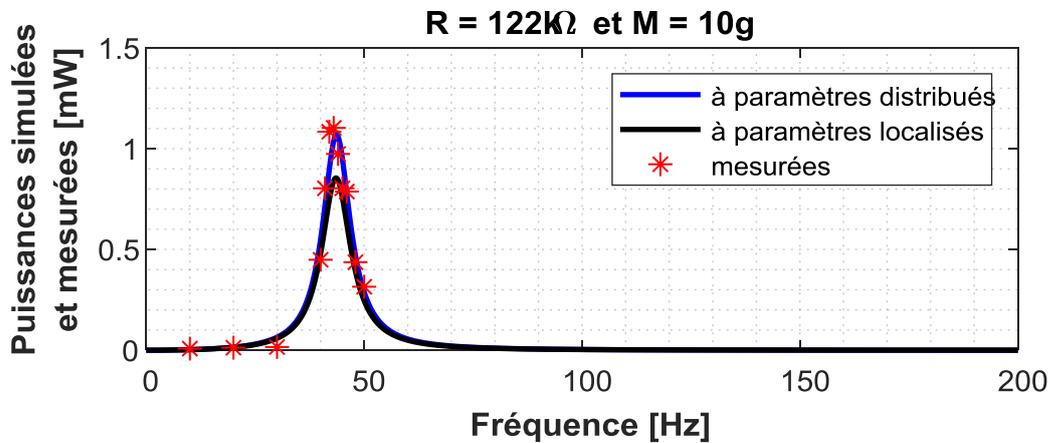


Figure 3.26 Puissances simulées et mesurées pour une valeur de résistance de 122kΩ et une masse en bout de poutre (M = 10g)

Pour comprendre et contrôler le comportement dynamique de la poutre, les courbes de la tension et la puissance sont tracées à la **Figure 3.26** en fonction des fréquences, avec la même charge optimale  $R_{load} = 122k\Omega$  mais avec une masse  $M$  ( $M = 10g$ ) attachée en bout de la poutre. L'impédance optimale de sortie est toujours 122kΩ car la masse a un impact négligeable sur l'impédance de la structure de la poutre piézoélectrique. La première fréquence de résonance se situe à 42.5Hz, ce qui signifie qu'elle est située dans la plage de fréquence attendue.

$R_{load}$ [kΩ]	Fréquence de résonance [Hz]		
	Méthode à paramètres distribués	Méthode à paramètres localisés	Mesure expérimentale
$R_{opt} = 122k\Omega$	43.61Hz	43.45Hz	42.5Hz
Écart [%]	2.61%	2.23%	-

Tableau 7 Confrontation simulation/expérience avec les résultats en fréquence issus de la Figure 3.25

L'amplitude maximale mesurée de la puissance est proche de 1.1mW. L'écart obtenu sur la fréquence de résonance est inférieur à 2.61% quelque soit le modèle (**Tableau 7**). De plus, l'écart en puissance entre les mesures et les simulations est inférieur respectivement à 3.26% et à 22.5% pour les modèles à paramètres distribués et localisés comme illustré dans le **Tableau 8**. Une nouvelle fois, on vérifie ici que le modèle à paramètres distribués est plus précis.

$R_{load}[k\Omega]$	Puissance [mW]		
	Méthode à paramètres distribués	Méthode à paramètres localisés	Mesure expérimentale
$R_{opt} = 122k\Omega$	1.067mW	0.8548mW	1.103 mW
Écart [%]	3.26%	22.50%	-

**Tableau 8 Confrontation simulation/expérience avec les résultats en puissance issus de la Figure 3.25**

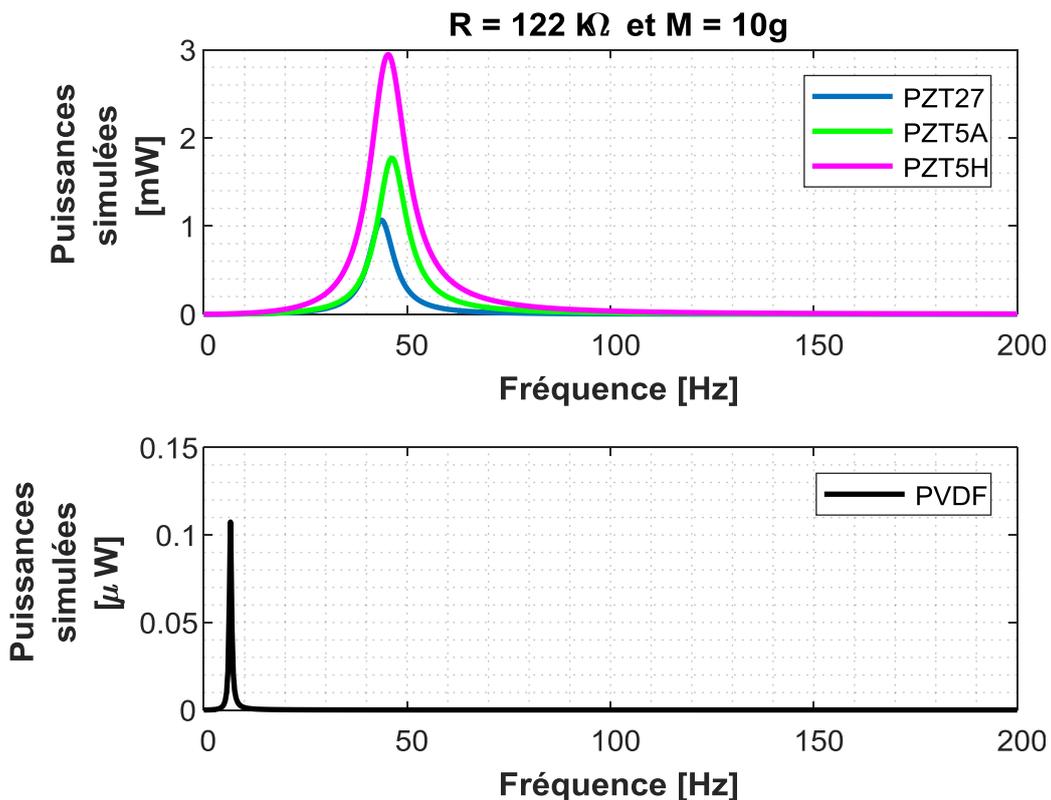
### 3.5. RECHERCHE D'UNE CONFIGURATION ADAPTEE A NOTRE APPLICATION

A l'instar de ce qui a été présenté dans le **Chapitre 1**, la conception d'un récupérateur d'énergie piézoélectrique optimal requiert que sa première fréquence propre corresponde à l'une des fréquences propres du véhicule. Toutefois, l'objectif de travailler à la première fréquence propre du véhicule qui se situe autour de 1Hz est difficilement réalisable avec les technologies usuelles développées pour réaliser des poutres résonantes. En effet, pour s'approcher de cette fréquence, il faudrait soit avoir recours à des techniques de récupération d'énergie non-linéaire, soit travailler sur une structure de poutre classique en augmentant son encombrement.

D'autres fréquences de résonance du véhicule semblent toutes aussi prometteuses comme celles qui se situent autour de 40Hz (**Chapitre 2**). Cependant plusieurs facteurs limitant interviennent comme l'encombrement du système de récupération d'énergie au sein du véhicule, et la robustesse des structures piézoélectriques aux conditions de changement dynamique et statique. Pour satisfaire ces critères, la longueur de la poutre devra être inférieure à 10cm, tandis que l'épaisseur du matériau piézoélectrique devra être supérieure à 0.3mm, de façon à ce que la poutre soit facilement intégrable dans le système réel de suspension d'un véhicule.

Afin d'obtenir un bon compromis entre le dimensionnement d'une poutre robuste de taille réduite et les besoins en énergie, une étude paramétrique a été réalisée afin de connaître le comportement du système en fonction de divers paramètres comme la masse en bout de poutre, le type de matériau piézoélectrique choisi ainsi que les dimensions de la poutre. Pour cette étude, le sous-système de poutre piézoélectrique est excité avec une accélération de 0.6m/s dans la gamme de fréquence utile. Le calcul de la puissance s'effectue aux bornes d'une résistance proche de l'optimale pour chacun des cas étudiés. De plus, la densité volumique des matériaux actifs reste identique pour chacun des cas.

La **Figure 3.27** illustre l'influence du type de matériau pour une même densité de matériau piézoélectrique. Comme attendu, les céramiques piézoélectriques du type PZT<sub>27</sub>, PZT<sub>5H</sub> et PZT<sub>5A</sub> sont les plus adaptées à la conversion d'énergie comparées à un polymère de type PVDF [LI 13d]. L'amortissement mécanique choisi quelque soit le type de PZT est de  $\xi_1 = 0.08$ , alors que celui pour le PVDF  $\xi_1$  est fixé à 0.05. L'écart en puissance entre ces deux catégories de matériau est d'un facteur de 100 environ. De plus, la fréquence de résonance des PVDF est bien plus faible que les céramiques. Un écart en puissance entre les matériaux de type PZT<sub>27</sub>, PZT<sub>5H</sub> et PZT<sub>5A</sub> peut être également noté, cependant l'ordre de grandeur reste identique de même que leurs fréquences de résonance. Nous noterons que les céramiques piézoélectriques sont facilement endommageables lorsqu'elles sont soumises à de fortes déformations, mais en contrepartie l'impédance mécanique des polymères comparée à celle des céramiques piézoélectriques n'est pas adaptée à la structure mécanique de la suspension ainsi que leur fréquence de résonance trop faibles pour notre application. En effet, le couplage des vibrations se fait moins bien. Nous avons sélectionnés pour la suite de notre étude le PZT<sub>27</sub> que nous avons à disposition.



**Figure 3.27 Puissances simulées pour une valeur de résistance de 122kΩ et une masse en bout de poutre de 10g avec différents types de matériau**

Sur la **Figure 3.28**, on remarque que la masse en bout de poutre influence fortement la fréquence de résonance de la poutre ainsi que la valeur de puissance électrique récupérée. En

effet, plus la masse est élevée, plus la fréquence de résonance est basse en raison de l'augmentation de l'inertie de la poutre. En outre, l'utilisation d'une masse permet d'accroître naturellement la déformation de la poutre et donc la conversion de puissance. Afin d'adapter au mieux cette fréquence de résonance de la poutre avec le système de suspension, il apparaît logique de prendre une masse importante. Cependant les céramiques piézoélectriques étant fragiles, nous faisons le choix de limiter cette dernière à 10g pour ne pas dépasser la limite élastique acceptable.

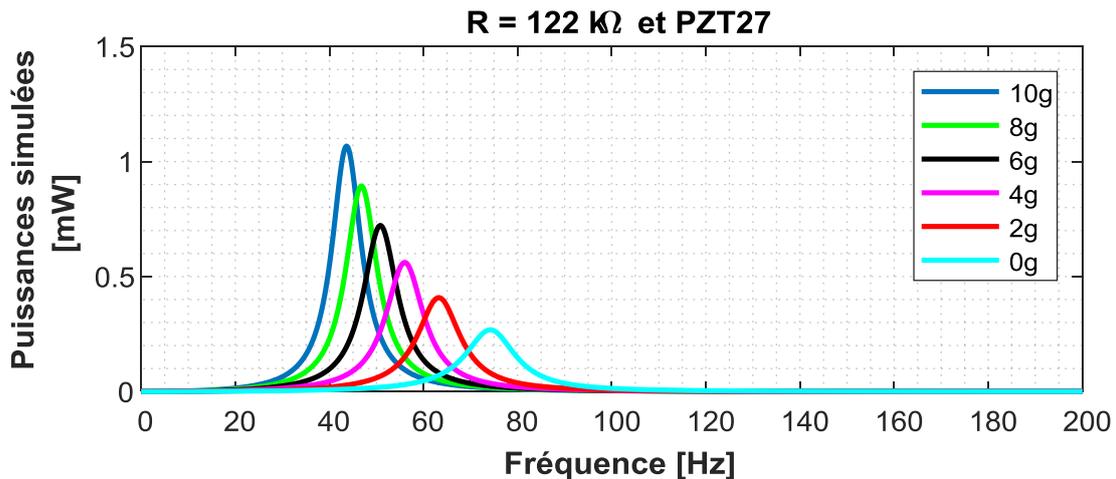


Figure 3.28 Puissances simulées pour une valeur de résistance de 122k $\Omega$  et des masses en bout de poutre variables

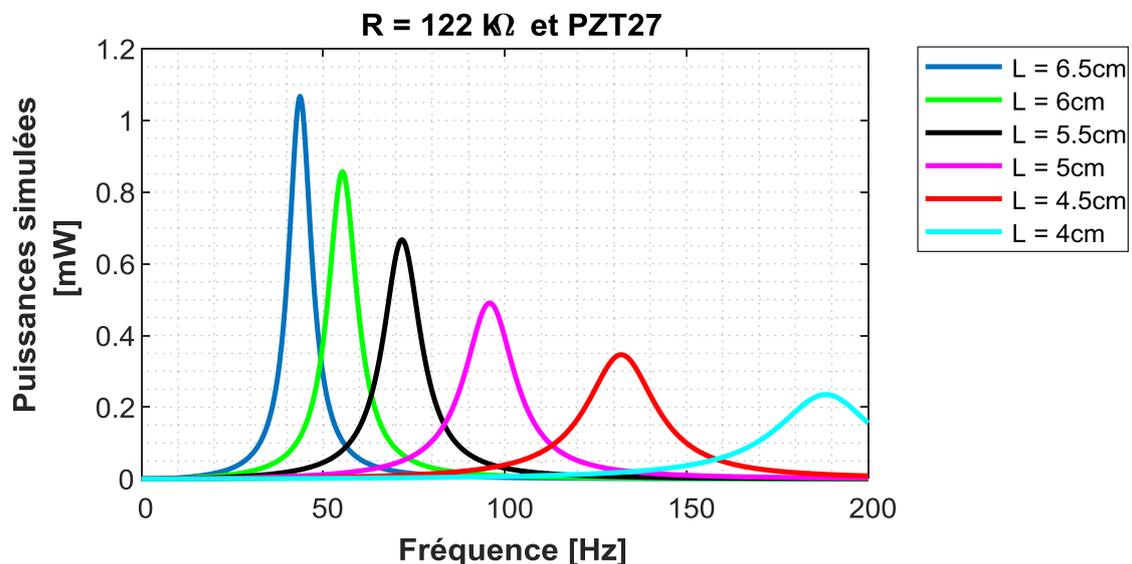


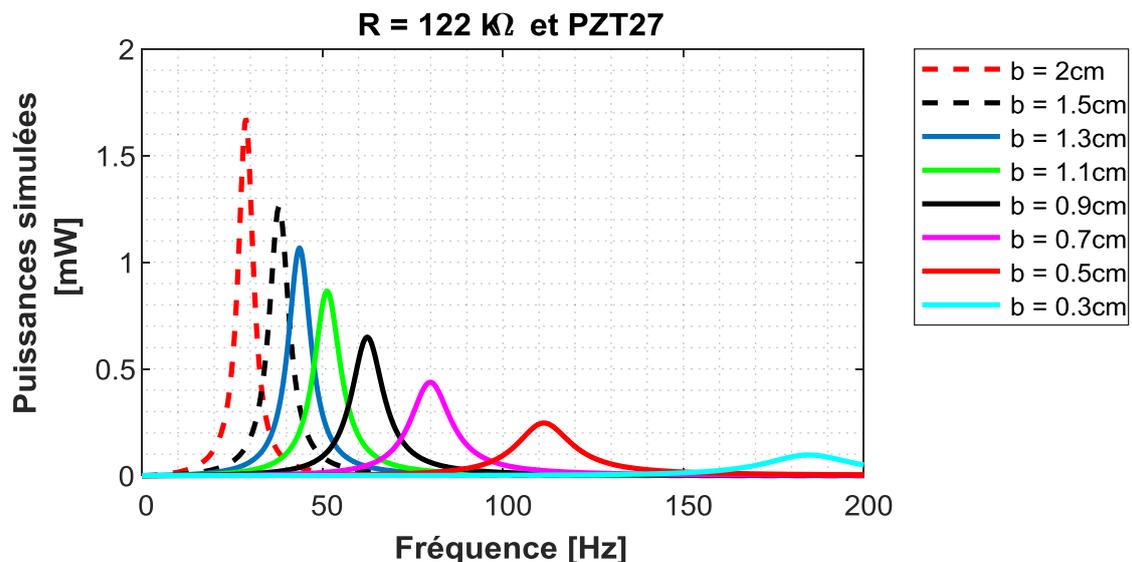
Figure 3.29 Puissances simulées pour une valeur de résistance de 122k $\Omega$  et une masse en fin de poutre de 10g lors de la variation de la longueur de la poutre en conservant le même volume de matière piézoélectrique ( $b = 1.3\text{cm}$ )

Autre point à souligner, on s'aperçoit que le choix de la longueur influence également directement la fréquence propre de la poutre ainsi que la puissance récupérée (Figure 3.29). Cette variation de la longueur de la poutre est réalisée pour une même largeur de poutre fixée

## CHAPITRE 3

arbitrairement à 1,3cm et ce, pour une même densité volumique des matériaux piézoélectriques. Plus la poutre est longue, plus sa fréquence de résonance sera faible alors que l'on a en même temps une augmentation de la puissance électrique récupérée. La limite élastique du matériau piézoélectrique impose de choisir une longueur inférieure ou égale à 6.5cm, tandis que la plage des fréquences utile à notre étude réduit cet intervalle aux longueurs supérieures à 5cm soit à des fréquences inférieures à 100Hz. Nous porterons donc notre choix pour une longueur de poutre de 6.5cm.

Nous avons réalisé une dernière étude paramétrique portant sur la largeur de la poutre avec comme longueur de la poutre celle fixée à 6.5cm. La **Figure 3.30** illustre l'influence directe de la largeur sur la puissance électrique récupérée et la fréquence de résonance. Étant donné que l'épaisseur du piézoélectrique est limité à une épaisseur de 0.3mm, la largeur maximale est de 2cm afin de ne pas fragiliser l'ensemble. Afin de rester dans les fréquences utiles à notre étude, la largeur minimale choisie est de proche 0.7mm. Pour une solution proche de notre cahier des charges, nous choisirons une épaisseur de 2cm.



**Figure 3.30** Puissances simulées pour une valeur de résistance de 122k $\Omega$  et une masse en fin de poutre de 10g lors de la variation de la largeur de la poutre en conservant le même volume de matière piézoélectrique (L = 6.5cm)

La configuration obtenue suite à ce dimensionnement permet d'obtenir une tension maximale de 14.27V à la fréquence de résonance de 28.7Hz avec une puissance électrique correspondante de 1.66mW (**Figure 3.30**). Cette configuration a les caractéristiques suivantes : le matériau utilisé est le PZT<sub>27</sub>, la masse est de 10g, la longueur et la largeur de la poutre sont respectivement de 6.5cm et de 2cm pour une épaisseur autour de 0.3mm. L'énergie disponible en sortie du récupérateur est faible mais satisfait néanmoins nos besoins

ponctuels tels qu'expliqués dans le **Chapitre 1**. De plus, ce système pourra être couplé à un circuit d'extraction d'énergie que nous présenterons dans le **Chapitre 5**.

### CONCLUSION

L'objectif de ce chapitre était d'avoir une configuration adaptée à la récupération d'énergie à l'aide d'une poutre piézoélectrique résonante. Dans ce but, nous nous sommes appuyés sur deux approches Bond Graph :

- un modèle à approche localisée,
- un modèle à approche distribuée.

Les légères différences observées entre ces deux schémas, nous ont amené à n'utiliser que le modèle à approche distribuée pour des raisons de précision. Une confrontation des résultats de ce modèle avec des expériences a servi à démontrer sa validité.

De plus, cette étude a permis de mettre en valeur les performances de la dernière configuration de poutre testée en PZT<sub>27</sub> avec une masse en bout de poutre de 10g dont la première fréquence de résonance de 42.5Hz est proche de l'une des fréquences de résonance du véhicule. La puissance maximale en sortie de celle-ci à cette fréquence est de 1.1mW aux bornes de sa résistance optimale de  $R = 122k\Omega$ .

Ensuite, une dernière partie a été consacrée à une étude paramétrique en fonction du matériau, des dimensions géométriques du récupérateur d'énergie et nous en avons déduit la configuration la plus adaptée à notre cahier des charges. La puissance électrique maximale mesurée en sortie de cette dernière est sensiblement plus grande que la poutre testée expérimentalement avec 1.66mW avec une fréquence de résonance plus basse, de 28.7Hz plus proche du mode 5 de flexion et de torsion du véhicule. La résistance optimale de charge reste inchangée. De même que la structure de la poutre et son dimensionnement sont identiques, seule la largeur de la poutre est plus importante avec 2cm au lieu de 1.3cm.

Les perspectives pour le **Chapitre 5** sont dorénavant de coupler ce modèle BG de poutre résonante avec le modèle de suspension complet afin de quantifier l'énergie globale que l'on pourrait récupérer sur le véhicule.



# Récupération d'énergie par conversion électromagnétique

*CHAPITRE 4*

## RECUPERATION D'ENERGIE PAR CONVERSION ELECTROMAGNETIQUE

---

### Introduction

<b>4.1 Récupération d'énergie par conversion électromagnétique</b>	<b>p.116</b>
4.1.1 Principe	p.116
4.1.2 Intégration du convertisseur électromagnétique à la suspension	p.118
<b>4.2 Cahier des charges et présentation de la configuration choisie</b>	<b>p.125</b>
4.2.1 Recherche d'une configuration adaptée	p.125
4.2.2 Paramètres influents	p.125
4.2.3 Etude et analyse des solutions proposées	p.127
<b>4.3 Recherche du coefficient de couplage électromagnétique <math>r(y_p, t)</math></b>	<b>p.131</b>
4.3.1 Choix de la méthode de calcul	p.131
4.3.2 Construction du modèle par élément finis	p.132
4.3.3 Estimation du coefficient non-linéaire $r(y_p, t)$	p.133
<b>4.4 Construction du modèle Bond Graph</b>	<b>p.135</b>
<b>4.5 Analyse des paramètres du convertisseur influant sur la force magnétique</b>	<b>p.137</b>
4.5.1 Protocole expérimental	p.137
4.5.2 Validation expérimentale du prototype	p.140
4.5.3 Bilan énergétique du prototype n°4	p.142
<b>4.6 Conclusion</b>	<b>p.146</b>

## INTRODUCTION

Ce chapitre est consacré d'une part, au dimensionnement d'une configuration adaptée du convertisseur électromagnétique d'énergie vibratoire intégré à une suspension automobile et d'autre part, à l'évaluation de la quantité d'énergie récupérée à l'aide de ce système. Afin de prédire ses performances, un modèle Bond Graph est proposé et les résultats de simulation sont confrontés à des résultats issus d'essais.

Le plan de ce chapitre est détaillé comme suit :

- Dans un premier temps, nous rappellerons le principe de récupération d'énergie pour un convertisseur électromagnétique tandis que le besoin en énergie sera brièvement redéfini. Puis, successivement, l'intégration dans la suspension ainsi que la présentation de la structure générale du convertisseur électromagnétique seront abordées, pour aboutir à la mise en équation du système de conversion d'énergie. Les paramètres essentiels seront mis en évidence afin d'aboutir à une structure adaptée du convertisseur. Une attention particulière sera consacrée au coefficient de couplage électromagnétique qui de par sa forme complexe et non-linéaire sera déterminé par la suite par la méthode des éléments finis.
- Cela nous conduira dans une seconde partie à trouver un dimensionnement optimal de la structure du convertisseur avec l'objectif d'obtenir une puissance maximale tout en réduisant au maximum les fluctuations de la force magnétique dues à la denture du circuit magnétique. Ces fluctuations perturbent le mouvement naturel de l'amortisseur de l'automobile. Les paramètres qui influencent son comportement seront alors spécifiés. Une fois le cahier des charges donné, différentes solutions seront proposées et une analyse synthétique nous permettra de déduire la configuration la plus adaptée.
- Afin de modéliser les performances du convertisseur électromagnétique et d'aboutir à la caractérisation du coefficient de couplage électromagnétique, nous utiliserons la méthode des éléments finis en raison de sa capacité à traiter des problèmes multiphysiques et à géométrie complexe. De cette étude, la loi non-linéaire caractérisant notre système de conversion d'énergie sera extraite afin d'être intégré au modèle complet Bond Graph.
- Nous enchaînerons avec à la construction du modèle Bond Graph, qui de par sa forme graphique (**Annexe 9**) et sa nature physique, a pour vocation à la fois d'être intégré

facilement au modèle Bond Graph global de la suspension (**Chapitre 5**) et également d'autoriser l'analyse des échanges de puissance et d'énergie.

- La dernière partie sera dédiée à la réalisation d'une confrontation simulation/expérience systématique afin de s'assurer de la validité de notre modèle et de conforter la configuration optimale choisie.

#### 4.1. RECUPERATION D'ENERGIE PAR CONVERSION ELECTROMAGNETIQUE

##### 4.1.1. Principe

Dans une automobile, une partie de l'énergie dissipée sous forme de chaleur est généralement issue du mouvement du piston dans le corps de l'amortisseur de la suspension. Avec l'introduction d'un convertisseur électromagnétique, il est envisageable de récupérer cette énergie sans toutefois altérer le fonctionnement normal de la suspension.

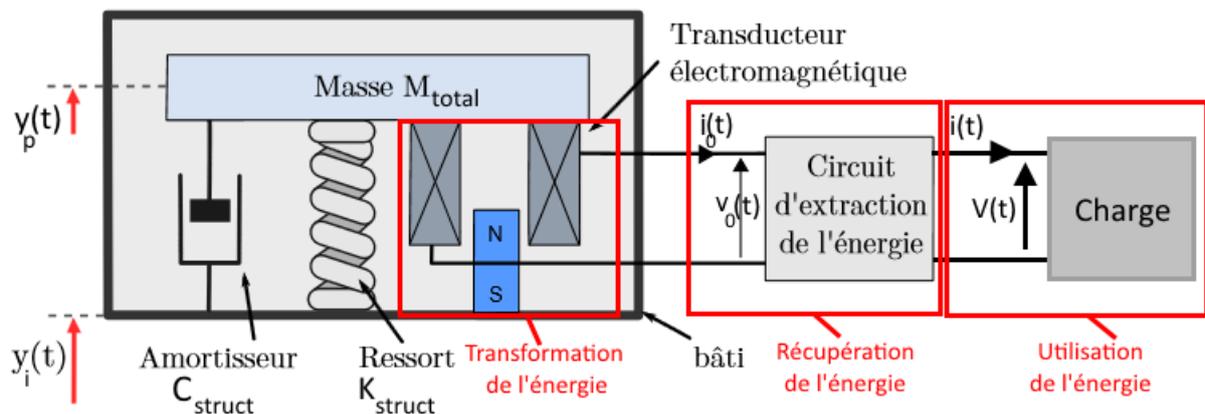


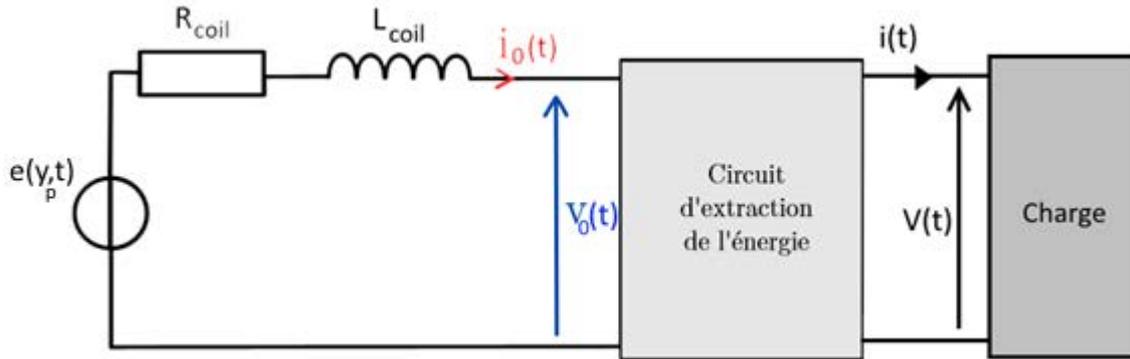
Figure 4.1 Circuit d'extraction d'énergie [ARR 12]

Ce convertisseur peut se résumer en deux sous-systèmes (**Figure 4.1**) : un premier sous-système représentant la conversion électromagnétique, c'est-à-dire l'endroit où s'effectue la transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique, et un second sous-système correspondant au circuit électrique couplé à cette conversion et destiné à la récupération de l'énergie électrique. Dans ce cas, les tensions aux bornes de l'élément électromagnétique et du circuit électrique sont respectivement égales à  $V_o(t)$  et  $V(t)$ .

Afin de tenir compte des caractéristiques de la source d'énergie, il est également nécessaire d'ajouter une représentation de type masse-ressort-amortisseur en parallèle du bloc de transformation de l'énergie mécanique (**Figure 4.1**). Cette partie qui contraint mécaniquement le bloc de transformation de l'énergie, symbolise la structure physique dans laquelle sont intégrés les composants actifs, c'est-à-dire le transducteur électromagnétique et l'aimant.

## Récupération d'énergie par conversion électromagnétique

Cette partie est représentée à l'aide des éléments d'amortissement ( $C_{struct}$ ), d'inertie ( $M_{total}$ ) et de raideur ( $K_{struct}$ ). En raison de la contrainte mécanique appliquée sur la structure physique, il en résulte un mouvement du transducteur électromagnétique par rapport à l'aimant caractérisé par la fonction de déplacement  $y_p(t)$ .  $y_i(t)$  correspond ici au déplacement imposé à l'endroit de la sollicitation de cette structure mécanique. De par sa forme générale, ce modèle équivalent peut correspondre à de nombreuses configurations de systèmes électromagnétiques.



**Figure 4.2 Circuit électrique équivalent représentant le transducteur électromagnétique [ARR 12]**

Si l'on s'intéresse plus particulièrement au transducteur électromagnétique, il apparaît que ce dernier peut être modélisé à l'aide d'un circuit électrique équivalent tel qu'illustré à la **Figure 4.2**. Ce circuit équivalent se compose d'une source de tension  $e(y_p, t)$  proportionnelle à la vitesse de translation  $\dot{y}_p(t)$  et à un coefficient électromagnétique fonction de cette translation, mise en série avec l'inductance de la bobine  $L_{coil}$  et sa résistance  $R_{coil}$ .

A partir des deux représentations précédentes, on peut aisément en déduire une équation mécanique (1.a) et une équation électrique (1.b) [MAN 10c] :

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{total} \frac{d^2 y_i(t)}{dt^2} = M_{total} \frac{d^2 y_p(t)}{dt^2} + C_{struct} \frac{dy_p(t)}{dt} + K_{struct} y_p(t) + r(y_p, t) i(t) \quad (1.a) \\ e(y_p, t) = (R_{coil} + R_{load}) i(t) + L_{coil} \frac{di(t)}{dt} \quad (1.b) \\ e(y_p, t) = r(y_p, t) \frac{dy_p}{dt} \quad (1.c) \\ F_{mag}(y_p, t) = r(y_p, t) i(t) \quad (1.d) \end{array} \right.$$

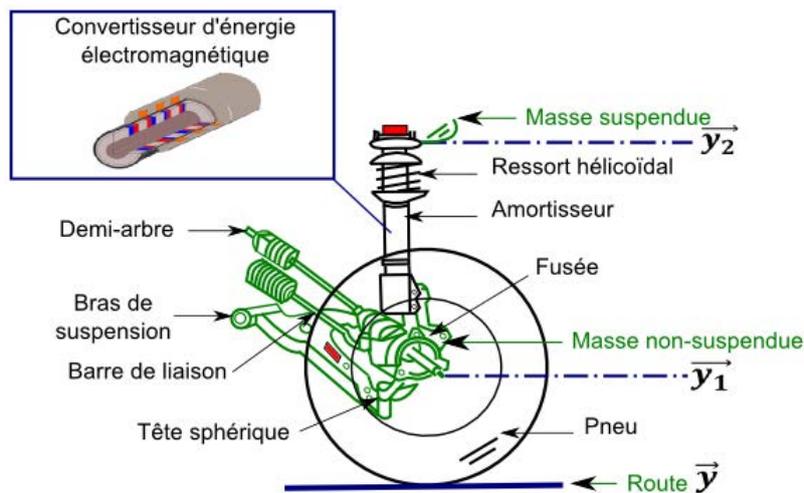
où  $R_{load}$  représente ici la résistance de charge.

Le système possède un fonctionnement non-linéaire car la force magnétique  $F_{mag}(y_p, t)$  (1.d) appartenant à l'équation mécanique et la force électromotrice  $e(y_p, t)$  (1.c) de l'équation électrique sont fonctions d'un terme non-linéaire  $r(y_p, t)$  qui dépend de la position  $y_p(t)$ . Cela

nous conduit dans la partie suivante à détailler les expressions mathématiques liées au convertisseur électromagnétique. Il est alors possible de déduire de ces expressions les paramètres essentiels et d'aboutir à une configuration adaptée. En particulier, le terme non-linéaire associé au terme de couplage mécanique-électrique  $r(y_p, t)$  sera explicité.

#### 4.1.2. Intégration du convertisseur électromagnétique à la suspension

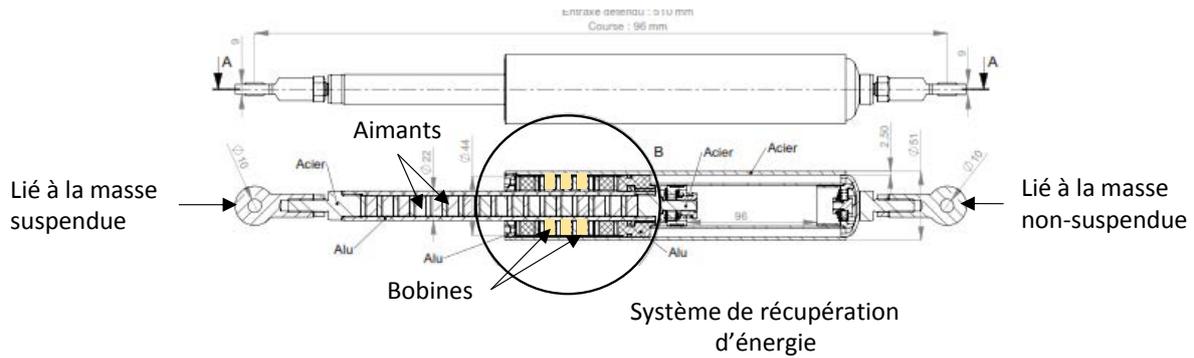
Le système complet de la suspension instrumentée peut être divisé en plusieurs sous-systèmes (voir **Figure 4.3**) : le premier sous-système correspond à la suspension, le second au convertisseur électromagnétique et le dernier au circuit électrique de gestion et de restitution de l'énergie électrique. Dans cette étude, le convertisseur d'énergie est fixé entre la caisse du véhicule (masse suspendue) et la roue (masse non-suspendue) et les sollicitations mécaniques appliquées sur le système de suspension sont les mouvements d'entrée induits par le profil de route.



**Figure 4.3** Schéma du système de suspension avec présentation de l'emplacement du convertisseur d'énergie

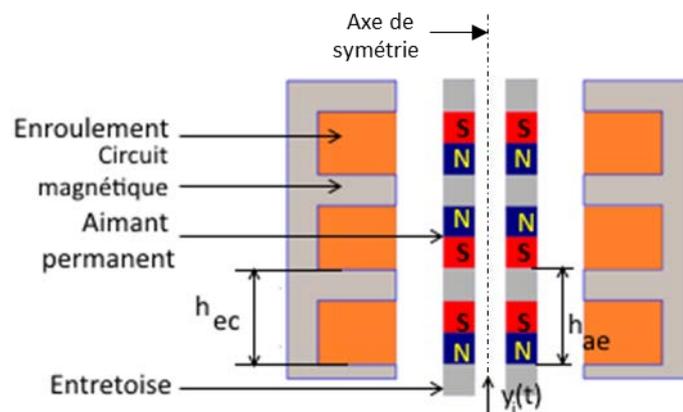
Lorsque l'on s'intéresse à l'amortisseur d'une suspension en vue de son instrumentation, une zone attire particulièrement notre attention en raison de son fort potentiel énergétique et ce, malgré un espace réduit : c'est la partie haute du tube extérieur de l'amortisseur (**Figure 4.4**). En effet, les aimants ainsi que le circuit magnétique comprenant les bobines du convertisseur ont la possibilité de s'y loger sans perturber les autres éléments mécaniques. Le circuit magnétique est un circuit généralement en matériau ferromagnétique au travers duquel circule le flux d'induction magnétique. Il est représenté plus en détail à la **Figure 4.5**. En termes de performances mécaniques, l'amplitude du mouvement de l'amortisseur autorise une course maximale de 10 cm pour une fréquence inférieure à 25 Hz.

## Récupération d'énergie par conversion électromagnétique



**Figure 4.4 Circuit représentant la transformation électromagnétique**

Afin de faciliter l'intégration du convertisseur, les aimants permanents sont placés à l'intérieur de la tige et les bobines dans le corps de l'amortisseur. En outre, les positions des aimants sont alternées de façon à diriger le champ magnétique autour des bobines. De son côté, le circuit magnétique entourant les bobines est conçu afin d'optimiser le passage de ce champ magnétique. Les termes d'élasticité de la structure  $K_{struct}$  et son amortissement  $C_{struct}$  présentés à la **Figure 4.1** sont pris en compte et correspondent ici respectivement à l'élasticité  $K_{spring}$  et à l'amortissement  $C_{fluid}$  de l'amortisseur. La masse  $M_{total}$  est quant à elle répartie entre la masse suspendue et la masse non suspendue de la suspension (voir **Chapitre 2, Section 2.3.2.1**). Enfin, chaque bobine est caractérisée par une inductance  $L_{coil}$  et une résistance  $R_{coil}$ .



**Figure 4.5 Schéma de la structure du transducteur électromagnétique et de l'empilement des aimants permanents**

La configuration de base qui sera alors intégrée à cet amortisseur se caractérise par le mouvement de la masse suspendue par rapport à la masse non-suspendue soit  $y_p(t) = y_2(t) - y_1(t)$ . Ce mouvement induit une translation du corps de l'amortisseur contenant les enroulements (bobines) vis à vis de l'empilement des aimants permanents logés dans la tige de l'amortisseur. La vitesse de ce débattement est notée  $\dot{y}_p(t)$ . Ce mouvement a pour effet la création d'un courant induit  $i(t)$  dans les bobines appelé aussi courant induit

## CHAPITRE 4

dans les bobines. La tension  $V(t)$  est mesurable en sortie du transducteur électromagnétique. La puissance électrique peut par la suite être injectée dans un circuit de restitution de l'énergie ou bien comme dans notre cas dans ce chapitre sur une simple charge résistive. Cette structure électromagnétique est axisymétrique. Un zoom de cette structure est illustré à la **Figure 4.5**. Comparée à la structure présentée à la **Figure 4.1**, celle-ci prend en compte plusieurs couches de bobines et d'aimants [KWO 13] afin d'accroître les performances énergétiques du système.

Attachons nous maintenant à présenter les équations de bases découlant d'un tel système. D'après la loi de Lenz-Faraday [DON 09], la force électromotrice dépend à la fois de la distribution du flux d'induction magnétique  $\phi$  qui circule dans la bobine et de l'espace et du temps :

$$e(y_p, t) = - \frac{dN_s \phi(y_p, t)}{dt} \quad (2)$$

avec  $N_s$  le nombre de spires contenues dans une bobine.

Il ressort de la littérature que le calcul des flux d'induction magnétiques dépend fortement de la configuration choisie et est fondamentalement non linéaire. Certains auteurs ont travaillé récemment à la résolution de ce problème de façon analytique comme par exemple [SOL 08, MAN 09b, DAL 10, KW0 13, MUN 13] qui donnent une expression théorique complète des flux magnétiques. Néanmoins, l'inconvénient de cette méthode est qu'elle requière de déterminer tous les paramètres de façon expérimentale, ce qui n'est pas toujours aisé.

Pour notre part, nous prenons comme hypothèse de départ que le flux de l'induction magnétique vu par chaque spire est le même et est décrit par l'équation (3). Le calcul sera obtenu en exploitant la méthode des éléments finis :

$$\phi(y_p, t) = \int_{\substack{section \\ spire}} B(y_p, t) dS \quad (3)$$

La distribution de l'induction magnétique  $B$  pour la configuration choisie et sa détermination demeure très complexe. Il est en effet nécessaire de déterminer son allure en fonction de l'espace et du temps. Nous verrons à la **Section 4.3** que c'est la méthode des éléments finis qui a été choisie pour répondre à ce problème.

## Récupération d'énergie par conversion électromagnétique

Les équations (2) et (3) conduisent alors à l'expression (4). Notons que l'indice  $n$  associé à la somme indique l'enroulement considéré.

$$e(y_p, t) = - \sum_{n=1}^3 \frac{dN_s B_n(y_p, t) S}{dt} \quad (4)$$

Les équations (3) et (4) associées, nous amènent à l'équation (5) :

$$e(y_p, t) = - \sum_{n=1}^3 \frac{dN_s \phi_n(y_p, t)}{dt} \quad (5)$$

Afin d'exprimer l'équation (5) en fonction du terme couplage mécanique-électrique  $(y_p(t))$ , nous pouvons réécrire cette expression de la manière suivante :

$$e(y_p, t) = \left( - \sum_{n=1}^3 \frac{dN_s \phi_n(y_p, t)}{dy_p} \right) * \frac{dy_p}{dt} \quad (6)$$

Ainsi, nous pouvons écrire (6) de la manière suivante :

$$e(y_p, t) = (r_1(y_p, t) + r_2(y_p, t) + r_3(y_p, t)) * \frac{dy_p}{dt} \quad (7)$$

Sachant que chaque enroulement est caractérisé par une inductance  $L_{coil}$  et une résistance  $R_{coil}$ , il est possible d'en déduire l'expression de la tension  $V(t)$  en sortie de l'ensemble des enroulements à l'aide de la loi de Kirchhoff [SIN 87].

$$V(t) = -L_{coil} \frac{di(t)}{dt} - R_{coil} i(t) + e(y_p, t) \quad (8)$$

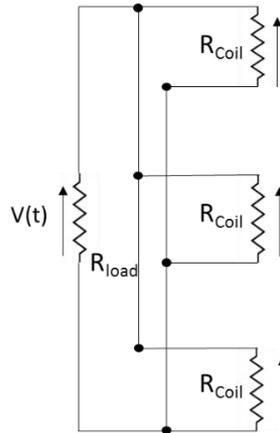
La connexion des enroulements au circuit électrique externe peut se réaliser de deux façons, soit en série, soit en parallèle. Une connexion en série donne une tension élevée de sortie avec un faible courant aux bornes d'une charge, tandis qu'à l'inverse, une connexion en parallèle induit une faible tension avec un plus fort courant en sortie. Par conséquent, la puissance aux bornes de ces deux configurations est identique et seules les proportions tension/courant

## CHAPITRE 4

varient. Dans notre cas d'étude, nous choisissons la configuration en parallèle comme illustrée à la **Figure 4.6** en vue de l'obtention d'un courant élevé par rapport à la tension (**Section 1.2.1** du **Chapitre 1**).

La puissance récupérée aux bornes d'une résistance  $R_{load}$  en sortie du système de récupération d'énergie s'exprime selon l'expression suivante :

$$P(t) = R_{load} i(t)^2 \quad (9)$$



**Figure 4.6 Schéma électrique de la connexion en parallèle des enroulements et de la charge résistive  $R_{load}$**

A l'aide du principe fondamental de la dynamique (p.f.d) qui décrit le mouvement relatif des aimants par rapport aux enroulements causé par l'excitation imposée par la route au travers de la masse non-suspendue [**PRI 09**, **KAM 10**], il est possible d'aboutir à l'expression ci-dessous :

$$-m_{sm} \frac{d^2 y_2(t)}{dt^2} = m_{sm} \frac{d^2 (y_2(t) - y_1(t))}{dt^2} + C_{struct} \frac{d(y_2(t) - y_1(t))}{dt} + K_{struct} (y_2(t) - y_1(t)) + F_{mag_{totale}}(y_p, t) \quad (10)$$

Cette équation résulte directement de l'équation mécanique (1) en posant  $y_p = y_2(t) - y_1(t)$ , c'est-à-dire le débattement des deux masses de la suspension et en considérant que la force extérieure liée à l'excitation est égale à  $m_{sm} \ddot{y}_2(t) = -m_{usm} \ddot{y}_1(t)$ .  $F_{mag_{totale}}(y_p, t)$  sera détaillée ci-dessous.

Il reste donc alors à déterminer la force magnétique pour un enroulement soit  $F_{mag_1}(y_p, t)$  correspondant au terme  $r_1(y_p, t)i_1(t)$ . Elle est obtenue à partir d'un bilan de puissance sur le système électromagnétique tel que :

$$F_{mag_1}(y_p, t) \frac{dy_p(t)}{dt} = e_1(y_p, t) * i_1(t) \quad (11)$$

Il est alors possible de remplacer la f.e.m par son expression donnée dans l'équation (2) et donc par enroulement, on obtient :

$$F_{mag_1}(y_p, t) \frac{dy_p(t)}{dt} = - \frac{dN_{coil_1} \phi_1(y_p, t)}{dt} * i_1(t) \quad (12)$$

Généralisons l'équation (12) pour l'ensemble des enroulements ainsi que la force générée par la denture extérieure notée  $F_{cor4}(y_p, t)$  soit par les cages extérieures représentées à la **Figure 4.11**, nous obtenons :

$$\begin{aligned} & \left( F_{mag_1}(y_p, t) + F_{mag_2}(y_p, t) + F_{mag_3}(y_p, t) + F_{cor4}(y_p, t) \right) \frac{dy_p(t)}{dt} \\ & = - \left( \frac{dN_{coil_1} \phi_1(y_p, t)}{dt} i_1(t) + \frac{dN_{coil_2} \phi_2(y_p, t)}{dt} i_2(t) + \frac{dN_{coil_3} \phi_3(y_p, t)}{dt} i_3(t) \right. \\ & \quad \left. - F_{cor4}(y_p, t) \right) \end{aligned} \quad (13)$$

Ce terme peut alors être réécrit de la manière suivante :

$$\begin{aligned} & \left( F_{mag_1}(y_p, t) + F_{mag_2}(y_p, t) + F_{mag_3}(y_p, t) + F_{cor4}(y_p, t) \right) \frac{dy_p(t)}{dt} \\ & = - \left( \frac{dN_{coil_1} \phi_1(y_p, t)}{dy_p} i_1(t) + \frac{dN_{coil_2} \phi_2(y_p, t)}{dy_p} i_2(t) + \frac{dN_{coil_3} \phi_3(y_p, t)}{dy_p} i_3(t) \right. \\ & \quad \left. - F_{cor4}(y_p, t) \right) \frac{dy_p}{dt} \end{aligned} \quad (14)$$

## CHAPITRE 4

Par simplification, nous obtenons l'expression (14) de la force magnétique totale :

$$\begin{aligned}
 & F_{mag_1}(y_p, t) + F_{mag_2}(y_p, t) + F_{mag_3}(y_p, t) + F_{cor_4}(y_p, t) \\
 &= - \left( \frac{dN_{coil_1} \phi_1(y_p, t)}{dy_p} i_1(t) + \frac{dN_{coil_2} \phi_2(y_p, t)}{dy_p} i_2(t) + \frac{dN_{coil_3} \phi_3(y_p, t)}{dy_p} i_3(t) \right. \\
 &\quad \left. - F_{cor_4}(y_p, t) \right)
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

Ce qui nous amène à la relation suivante :

$$F_{mag_{totale}}(t) = r_1(y_p(t)) * i_1(t) + r_2(y_p(t)) * i_2(t) + r_3(y_p(t)) * i_3(t) + F_{cor_4}(y_p, t)
 \tag{16}$$

L'enjeu est de maximiser la puissance récupérée en sortie du convertisseur électromagnétique tout en ne perturbant pas le fonctionnement de l'amortisseur. Il est donc essentiel de travailler sur le dimensionnement et la position du convertisseur électromagnétique et il convient en particulier de favoriser le passage du flux d'induction magnétique autour des enroulements afin d'augmenter la conversion.

Comme le montre l'équation (4), il s'agit de travailler à l'optimisation du flux de l'induction magnétique ainsi que sur la géométrie de l'ensemble en agissant sur la taille des bobines et la configuration du circuit magnétique. Le terme de couplage électromagnétique, vu dans les expressions (7) et (16), est non-linéaire et devra faire l'objet d'une évaluation approfondi. Il dépend totalement de la configuration choisie et peut être déterminé soit analytiquement, soit expérimentalement ou bien à l'aide de la méthode des éléments finis. Nous choisirons par la suite de l'exprimer à l'aide de cette dernière.

À l'instar de ce qui a été vu pour le convertisseur piézoélectrique, l'emplacement du convertisseur électromagnétique aussi joue un grand rôle sur la récupération d'énergie. En effet, plus la vitesse de déplacement appliquée au niveau du convertisseur est élevée, plus les niveaux d'énergie obtenus sont grands comme le montre l'équation (1). Le niveau d'énergie maximum reste cependant limité en raison de la saturation magnétique des matériaux employés et de l'espace en réalité disponible. Par conséquent, la structure mécanique du convertisseur ainsi que sa partie électrique devront être adaptées aux caractéristiques de la source d'énergie.

## 4.2. CAHIER DES CHARGES ET PRESENTATION DE LA CONFIGURATION CHOISIE

### 4.2.1. Recherche d'une configuration adaptée

Afin de proposer une configuration adaptée à notre cas d'étude, il est nécessaire de prendre en compte à la fois :

- les contraintes constructeurs liées à l'intégration du convertisseur dans un amortisseur réel. La conséquence directe de cette contrainte concerne l'agencement et le dimensionnement des éléments prédominants comme les bobines et les aimants dans le système complet. Aussi, les paramètres influents devront être mis en avant afin de définir leurs limites.
- puis les contraintes physiques : le choix du matériau devra être adapté à notre problématique puisqu'il a toute son importance dans la performance globale de notre système.

Cela nous amène d'une part à aborder dans le détail les paramètres influençant la conversion d'énergie et d'autre part à une étude des solutions proposées.

### 4.2.2. Paramètres influents du convertisseur électromagnétique

Pour la conception de ce type de convertisseur électromagnétique, de nombreux paramètres entrent en jeu : ils dépendent directement du dimensionnement des aimants (voir le **Tableau 1**) et des enroulements (bobines) (voir le **Tableau 2**) sachant que le dimensionnement de chacun de ces éléments a également une influence directe sur l'autre. Par conséquent, il convient de travailler de manière conjointe à la conception de ces éléments.

Paramètres	Contraintes	Conséquences
Volume de l'aimant	Si le volume global est trop faible,	Les aimants ne sont pas fabricables à cause du risque de rupture et de la non garantie des propriétés magnétiques
	Si le volume global est trop important,	Les aimants ont un encombrement trop grand par rapport aux autres éléments du système. Il y a une réduction significative du parcours des bobines-aimants lors d'un mouvement de translation de la tige.
Géométrie de l'aimant	Si la géométrie est trop complexe,	Les aimants peuvent ne pas être fabriqués car des moules spécifiques doivent être mis en place. De plus, les propriétés magnétiques ne sont pas toujours garanties.

**Tableau 1 Synthèse des paramètres prépondérants dans le dimensionnement des aimants au regard de leur influence sur la récupération d'énergie**

## CHAPITRE 4

De façon plus précise, le dimensionnement des enroulements permettant de rendre optimale la conversion d'énergie dépend des paramètres suivants :

- le matériau ferromagnétique utilisé : ce circuit magnétique ne doit pas entraîner la saturation du matériau choisi ni la création de pertes par fuites des lignes de champ,
- la géométrie des entrefers dans la conception du circuit magnétique : afin d'augmenter la conversion d'énergie, il convient en effet de réduire l'espace entre les bobines et les aimants,
- le type de fil conducteur employé et son calibre : le choix du fil a en effet son importance quant aux performances de la bobine tandis que la section choisie pour le fil conducteur est dépendante de la valeur maximale du courant qui va circuler dans le fil,
- le nombre de spires ( $N_s$ ) contenu dans une bobine : il s'agit ici d'optimiser le rendement pour un même volume.

Paramètres	Contraintes	Conséquences
Volume du circuit magnétique	Si le circuit magnétique est trop "fin" par rapport à la conduction des lignes de champs,	Le matériau du circuit magnétique se sature, ne garantissant plus la conduction des lignes de champ.
	Si le circuit magnétique est trop "épais" par rapport à la conduction des lignes de champs,	Le rendement de la conduction des lignes de champ est fortement réduit.
Espace entre les bobines et les aimants (entrefer)	Si l'entrefer est trop important,	Les lignes de champs sont mal conduites ce qui entraîne des pertes, cependant, les forces magnétiques induites par le mouvement de translation sont réduites.
	Si l'entrefer est trop faible,	Les forces magnétiques sont fortement augmentées freinant le mouvement de translation de la tige par rapport au corps.
Types de fils	Si le fils est constitué d'un matériau non standard comme le cuivre,	Le coût de celui-ci est plus élevé. Cependant, certains d'entre eux ont une meilleure conduction.
	Si la section n'est pas cylindrique,	Le coût du fil est plus élevé. Cependant, pour certaines sections, l'espace vide entre les parties conductrices est réduite augmentant ainsi la conduction de la bobine.
Diamètre du fils	Si il est trop faible,	Il y a un risque d'endommagement de la bobine car le courant admissible dans la bobine est plus faible.
	Si il est trop important,	L'espace non conducteur est accru. Le rendement de la bobine est plus faible.
Nombre de spires	Si il est faible,	Il y a moins de matière conductrice.
	Si il est important,	Il y a un risque d'endommagement de la bobine car le courant admissible dans la bobine est plus faible.

**Tableau 2 Synthèse des paramètres prépondérants dans le dimensionnement des bobines au regard de leur influence sur la récupération d'énergie**

D'autres contraintes doivent également être prises en considération comme :

- le volume total de la bobine, son poids, ses dimensions : le volume total de la bobine est fortement dépendant de l'espace disponible et il ne peut pas être réduit indéfiniment compte tenu de l'épaisseur des fils.

## Récupération d'énergie par conversion électromagnétique

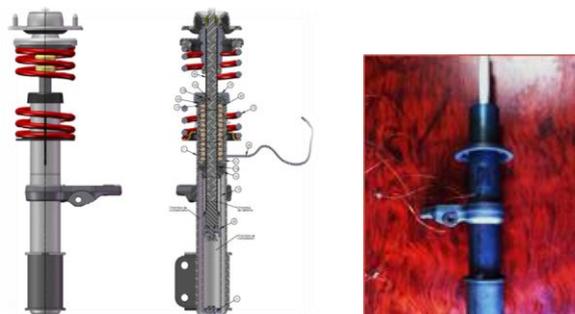
- le prix de la bobine choisie : de nombreux fabricants proposent des bobines de cuivre aux dimensions standards à des prix très attractifs. Cependant, des géométries plus complexes ou des dimensions particulières peuvent assurément engendrer des coûts supplémentaires.

Pour sa part, le dimensionnement des aimants en vue d'une meilleure conversion d'énergie requiert de prendre en considération :

- le type d'aimants choisi : certains aimants sont plus adaptés à la récupération d'énergie que d'autres et bénéficient en plus d'une couche protectrice qui permet de les utiliser dans des environnements agressifs.
- la géométrie générale de l'aimant : un large choix est disponible chez les fabricants (cubique, cylindrique, sphérique,...).
- le volume total de l'aimant, son poids et ses dimensions : pour un aimant cylindrique, comme c'est le cas dans cette étude, la hauteur ne peut être réduite indéfiniment. A l'inverse, utiliser des aimants avec une longueur excessive n'a pas non plus d'intérêt vis-à-vis de l'agencement des bobines et de leurs dimensions propres.

### 4.2.3. Etude et analyse des solutions proposées

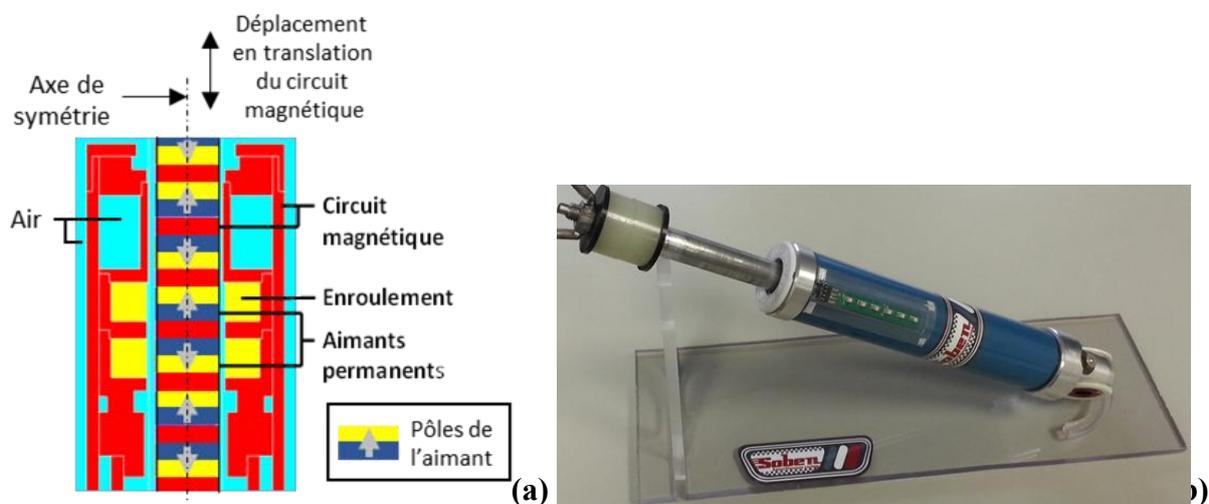
Lors de la conception du convertisseur électromagnétique, plusieurs solutions sont envisageables. La première idée naturelle est de concevoir une configuration contenant un nombre important de bobines afin de générer un maximum d'énergie. On la désigne comme étant le prototype n°1. Cette configuration a comme conséquence directe de générer un encombrement important comme illustré sur la **Figure 4.7**. Les aimants sont montés en opposition de pôle magnétique à l'intérieur de la tige de l'amortisseur. La hauteur des aimants est de 8mm tandis que l'acier les séparant est de 4mm. En effet, en positionnant les bobines tout le long du corps de l'amortisseur, ces dernières occupent alors une place non négligeable. En conclusion, ce type de configuration requiert des amortisseurs de taille conséquente. Cette solution n'est donc pas adaptée à notre application.



**Figure 4.7** Prototype n°1 intégré dans le corps d'un amortisseur

## CHAPITRE 4

Afin de limiter cet encombrement, une seconde configuration de taille réduite facilement intégrable dans la plupart des amortisseurs est proposée (voir la **Figure 4.8**). Les aimants sont montés en opposition de phase dans la tige ce qui explique l'alternance de couleur rouge et bleue sur la **Figure 4.8**. La différence majeure entre le prototype n°1 et le n°2 est la réduction significative du nombre total d'enroulements passant de 12 à 2. La dimension des aimants et des pièces en acier les séparant est identique. De plus, une attention a été portée quant au choix dimensionnel des éléments constituant le convertisseur électromagnétique afin de les réduire à leur maximum tout en optimisant leur rendement. Un logement dans le circuit magnétique dans la partie haute du tube de l'amortisseur a été prévu afin d'y intégrer une carte électronique pour gérer la gestion de l'énergie récupérée. L'inconvénient majeur directement observable de ce prototype n°2 lorsque l'on le manipule est la présence d'une composante fluctuante élevée de forces magnétiques gênant le mouvement naturel de translation de l'amortisseur en générant des vibrations. Ces forces alternatives sont liées à la structuration du circuit magnétique (circuit + aimant). Bien que l'on cherche à récupérer de l'énergie à l'aide d'un convertisseur électromagnétique, celui-ci ne doit pas engendrer des vibrations parasites de nature à perturber le bon fonctionnement de l'amortisseur.



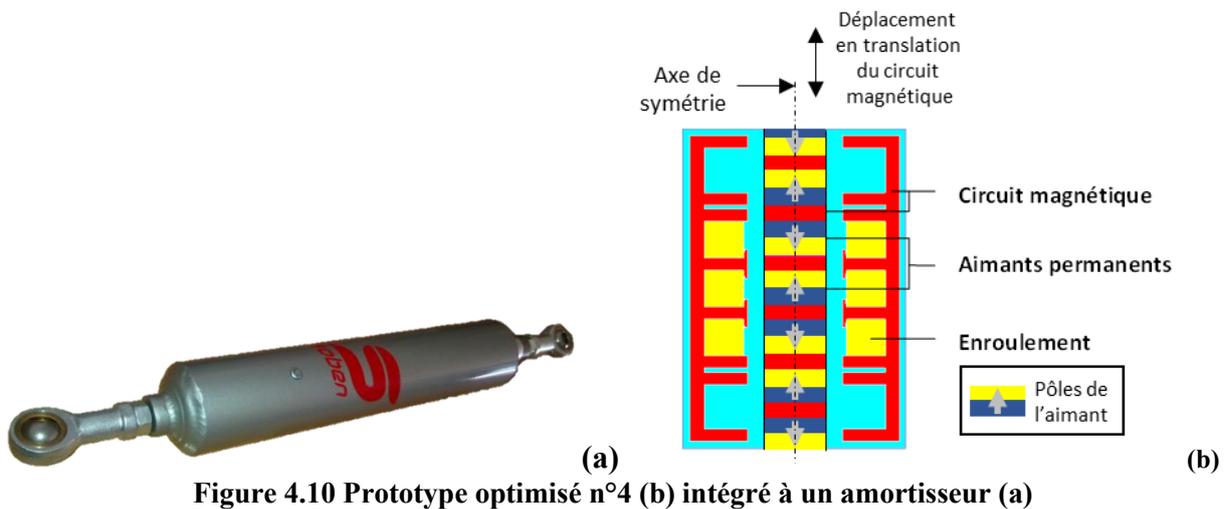
**Figure 4.8 Circuit magnétique (a) intégré à un amortisseur appartenant au prototype n°2 (b) sans souci de réduction des forces magnétiques**

Afin de palier à ce problème, une troisième configuration sera utilisée. Nous avons décidé de regarder l'influence des forces magnétiques sur le convertisseur électromagnétique. Dans ce but, une configuration simplifiée, c'est-à-dire réduite à une partie du circuit magnétique entourant les bobines et la tige contenant les aimants, a été proposée pour arriver à un compromis de solution. Elle est désignée comme étant le prototype n°3 (**Figure 4.9**).



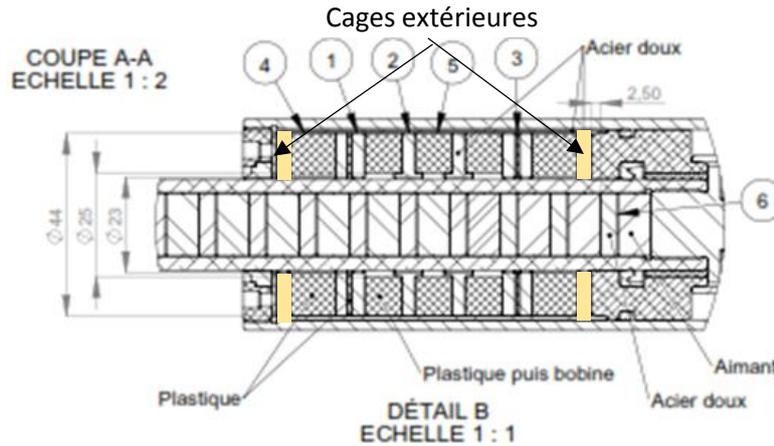
**Figure 4.9 Prototype n°3 du convertisseur électromagnétique intégré dans le corps d'un amortisseur**

En vue de concevoir le récupérateur d'énergie électromagnétique de façon optimale, son intégration ne doit pas gêner le mouvement linéaire de l'amortisseur. Nous verrons à la **Section 4.4** que les forces magnétiques ont un impact négatif sur celui-ci, c'est pourquoi l'objectif sera de réduire les phénomènes de dentures à  $\pm 20\text{N}$  comme le montre l'équation (15). Cette valeur est fixée arbitrairement et pourra être abaissée dans des futurs travaux. Pour atteindre cette plage de force, il est possible d'avoir recours à plusieurs techniques : on peut modifier le circuit magnétique et l'implantation des éléments du convertisseur électromagnétique soit en changeant leurs positions ou bien en éloignant les aimants du circuit magnétique.



**Figure 4.10 Prototype optimisé n°4 (b) intégré à un amortisseur (a)**

La solution choisie (**Figure 4.10-a**) est de jouer sur l'emplacement des éléments du convertisseur électromagnétique et de redessiner le circuit magnétique entourant les enroulements comme illustré aux **Figures 4.10-b** et **4.11**. Cette configuration correspondant au prototype n°4.



**Figure 4.11 Proposition d'une nouvelle topologie de circuit magnétique intégrable dans le corps d'un amortisseur prenant en compte la réduction des forces magnétiques**

La conception de cette dernière configuration est la synthèse des améliorations précédentes. Les modifications majeures ont été menées essentiellement sur la conception du circuit magnétique entourant les bobines mais aussi sur l'augmentation de l'espace entre les bobines et les aimants comme le montre [KWO 13].

Dans ce but, plusieurs techniques sont exploitées comme l'utilisation de dentures coniques en bout de cage, l'augmentation de la distance aimant/circuit magnétique et la modification de certains éléments du convertisseur électromagnétique afin de créer des forces de dentures moindres. Notons que les aimants et les entretoises utilisées dans ce prototype sont identiques à celles du prototype n°3. Les paramètres clés sont rappelés dans le **Tableau 3**.

<i>Paramètres</i>		<i>Valeurs</i>	<i>Unité</i>
$R_{coil\_1}$	Résistance de l'enroulement n°1	145.6	$\Omega$
$n_{coil\_1}$	Nombre de spire de l'enroulement n°1	1820	-
$R_{coil\_2}$	Résistance de l'enroulement n°2	144.9	$\Omega$
$n_{coil\_2}$	Nombre de spire de l'enroulement n°2	1806	-
$R_{coil\_3}$	Résistance de l'enroulement n°3	148.1	$\Omega$
$n_{coil\_3}$	Nombre de spire de l'enroulement n°3	1840	-
$R_{load}$	Charge résistive externe	46.5	$\Omega$
$L_{coil\_1,2\ ou\ 3}$	Inductance de l'enroulement n°1, 2 ou 3	104.4	mH

**Tableau 3 Paramètres matériels et électromagnétiques du système de récupération d'énergie testé**

De plus, l'encombrement final d'un tel dispositif se doit d'être raisonnable afin de ne pas nuire au comportement général de l'amortisseur mais aussi ne pas entraîner des modifications majeures à la suspension. L'amortisseur dessiné devra donc être facilement insérable dans le système réel de suspension d'un véhicule.

### 4.3. RECHERCHE DU COEFFICIENT DE COUPLAGE ELECTROMAGNETIQUE $r(y_p, t)$

#### 4.3.1. Choix de la méthode de calcul

Dans un premier temps, nous devons choisir une méthode de modélisation adaptée à la détermination de la loi non-linéaire régissant le comportement dynamique du système. Cette loi peut être définie soit par expérience, soit en utilisant la méthode des éléments finis [DAL 10] ou de manière analytique. Concernant la résolution analytique, plusieurs études comme [KWO 13, LEE 10, MUN 13] se sont attachées à décrire le comportement électromagnétique des convertisseurs. Ce calcul a conduit à la description de fonctions complexes dont il est nécessaire ensuite de déterminer les paramètres expérimentalement ou par simulation.

Afin d'obtenir une fonction générale simplifiée, nous avons fait le choix dans cette thèse plutôt d'employer la méthode par élément finis. En effet, en raison de la complexité de la géométrie du système de conversion électromagnétique et des contraintes imposées dans le cadre de son intégration dans un amortisseur et afin de modéliser le comportement de ce récupérateur d'énergie, les solutions généralement employées dans la littérature reposent sur des méthodes numériques approchées comme les éléments finis [LAR 13, WHI 17].

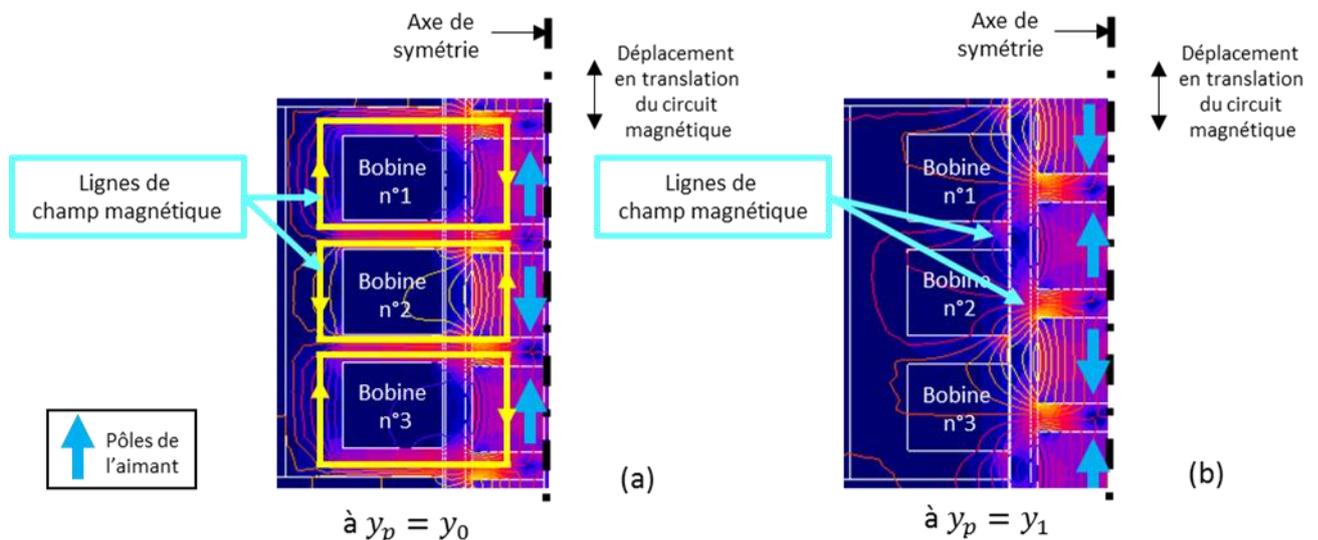


Figure 4.12 Modèle de référence MEF du convertisseur électromagnétique estimant l'énergie convertie en fonction d'une sollicitation mécanique externe

## CHAPITRE 4

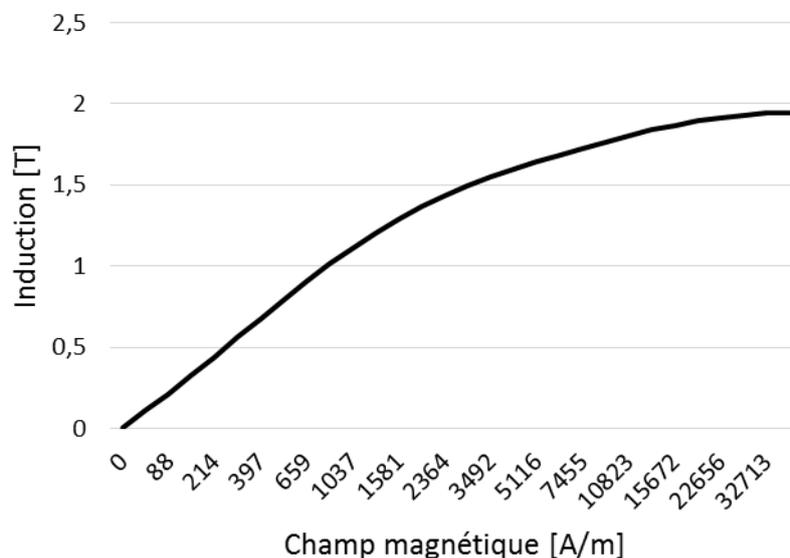
L'intérêt de la méthode des éléments finis (MEF) est de permettre une visualisation temporelle et spatiale précise et en deux dimensions des lignes de champs magnétiques induites par les aimants permanents à l'intérieur de la tige de l'amortisseur lors de son mouvement comme illustré à la **Figure 4.12**. La distribution dans l'espace du flux d'induction magnétique est détaillée dans l'**Annexe 11** et est observée à partir du logiciel Flux 2D [FLU].

L'autre avantage de la méthode des éléments finis est de prendre en compte chacune des caractéristiques des matériaux en fonction de sa localisation dans le système et de calculer l'influence que celui-ci peut avoir sur les pièces adjacentes en termes de puissance mais aussi en termes de force magnétique générée. Les résultats obtenus sont alors plus proches de la réalité. De plus, la force magnétique peut être déduite directement par cette méthode.

### 4.3.2. Construction du modèle par éléments finis

#### 4.3.2.1. Propriété des matériaux

En termes de choix des matériaux, plusieurs solutions sont envisageables. Cependant pour des raisons de coût, notre choix s'est arrêté sur des matériaux standards couramment employés dans l'industrie automobile.



**Figure 4.13** Courbe de première aimantation de l'acier XC10 (C15)

Le circuit magnétique entourant les bobines, ainsi que celui entre les aimants est donc en acier laminé XC10 (C15). Sa résistivité est isotrope et est de  $0,5 \cdot 10^{-6} \Omega \cdot m$ . La courbe de première aimantation est tracée à la **Figure 4.13**. Dans le but de simplifier les simulations et de réduire le temps de calcul, le tube contenant les aimants n'est pas modélisé. En pratique, il est en aluminium non conducteur des lignes de champ magnétique.

Les caractéristiques des enroulements sont propres à la géométrie de chacune des configurations testées. Elles se caractérisent par leur résistance, ainsi que par leur nombre de spires.

Il existe plusieurs types d'aimants dont les aimants à base de terres rares. Nous utiliserons les aimants en Néodyme Fer Bore, car parmi toutes les autres catégories d'aimants, ce sont les aimants les plus puissants par rapport à leur volume [LEC 07]. Nous avons choisi des aimants à géométrie cylindrique s'intégrant parfaitement à l'intérieur de la tige. La polarisation nord-sud s'effectue de part et d'autre de sa hauteur. L'induction rémanente  $B_r$  est de 1.305T avec une perméabilité relative  $\mu_r$  de 1.05H/m.

### 4.3.2.2. *Maillage*

Nous représentons l'intégralité du convertisseur électromagnétique intégré dans un amortisseur. Les **Figures 4.12** sont des zooms afin de faciliter la compréhension du lecteur. Le maillage est appliqué sur toute la surface du système modélisé automatiquement par le solveur (**Annexe 11**). Une zone d'air englobant l'ensemble du système est choisie avec des dimensions suffisamment grandes pour permettre le débattement de la tige par rapport au corps contenant les enroulements sans buter sur les limites de cette zone. La méthode de relaxation du maillage de surface est faible et est réalisée avec un rayon 0.25mm. La valeur de la discrétisation autour des points est de 1.5 pour définir la taille des éléments. Le solveur itératif est choisi automatiquement par le logiciel Flux 2D suivant la configuration à résoudre. Généralement, une factorisation incomplète de Cholesky est utilisée comme préconditionneur pour l'algorithme employé dans la méthode du gradient conjugué soit « Incomplete Cholesky factorization for conjugate gradient » (ICCG) [POO 85].

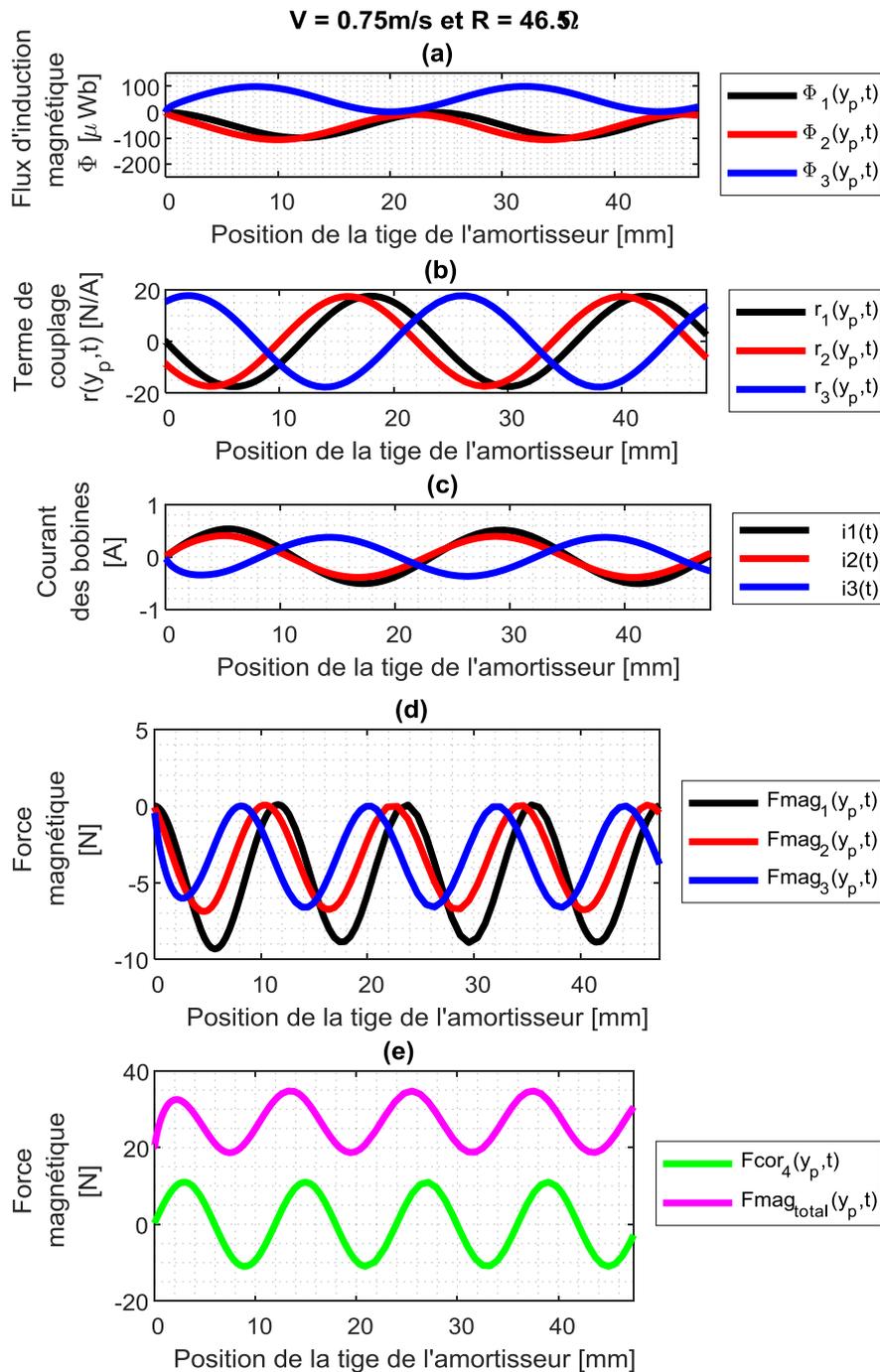
### 4.3.3. Estimation du coefficient non-linéaire $r(y_p, t)$

Afin de déterminer les forces magnétiques générées par chacune des trois bobines ainsi que par la denture du circuit magnétique comme les cages extérieures dont la position est donnée par la **Figure 4.11**, il est nécessaire dans un premier temps d'observer l'évolution du flux d'induction magnétique mesurée avec la MEF comme illustré à la **Figure 4.14-a**.

Cela nous conduit à la détermination du coefficient non-linéaire  $r(y_p, t)$ . En effet, il est dépendant du calcul de dérivée du flux d'induction magnétique comme souligné à l'expression (5). Le coefficient de couplage est alors déterminé (**Figure 4.14-b**) pour chacun

## CHAPITRE 4

des trois enroulements soit respectivement  $r_1(y_p, t)$ ,  $r_2(y_p, t)$  et  $r_3(y_p, t)$  correspondant aux portions de circuit magnétique entourant les enroulements concernées. L'expression de ces coefficients peut être directement injectée comme variable d'entrée sous forme d'expression ou bien d'un tableau de valeurs dans le modèle Bond Graph et est obtenue pour une sollicitation mécanique donnée du système.



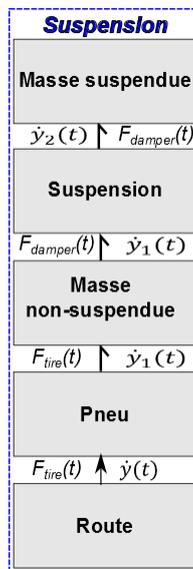
**Figure 4.14 (a) Flux d'induction magnétique vue par chacune des bobines et dans la zone dite supérieure (voir Figure 4.11), (b) calcul du terme non-linéaire  $r(y_p, t)$  pour chacune des bobines et (c) évolution des courants, (d) forces magnétiques mesurées pour chaque bobines et (e) force magnétique résultante et force de denture**

Une fois cette détermination faite, la force magnétique générée pour chaque enroulement (**Figure 4.14-d**) est déduite à partir des courants présents dans les bobines (**Figure 4.14-c**) comme le montre l'équation (12).

La force magnétique totale (**Figure 4.14-e**) est la somme de forces magnétiques générées par les bobines ainsi que par la force de denture du circuit magnétique.

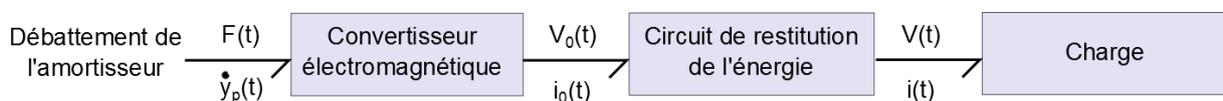
#### 4.4. CONSTRUCTION DU MODELE BOND GRAPH

A l'instar de la **Section 2.4.2** du **Chapitre 2**, un bilan de puissance pourra être aussi effectué avec la méthode Bond Graph (**Chapitre 5**). Il suffit pour cela d'ajouter le système complet donné à la **Figure 4.15**. Le bloc du convertisseur électromagnétique et du circuit électrique de gestion et de restitution de l'énergie ne sont pas représentés puisque déjà intégrés dans le bloc suspension. Comme pour le **Chapitre 3**, les variables de puissance Bond Graph nécessaires à cette étude sont les variables mécaniques (Force, vitesse linéaire) =  $(F, \dot{y})$  et les variables électriques (Tension, Courant) =  $(V, i)$ . Dans ce travail, la puissance issue du débattement de l'amortisseur sera employée comme entrée du convertisseur d'énergie.



**Figure 4.15** Bond Graph à mots du système complet. Le récupérateur d'énergie est intégré à la suspension

Le Bond Graph à mots général de la récupération électromagnétique est illustré à la **Figure 4.16**.



**Figure 4.16** Bond Graph à mots du convertisseur électromagnétique couplé à un circuit de restitution de l'énergie

Pour en déduire la structure du modèle Bond Graph, il ne reste plus qu'à écrire les équations du système de conversion électromagnétique obtenues par éléments finis.

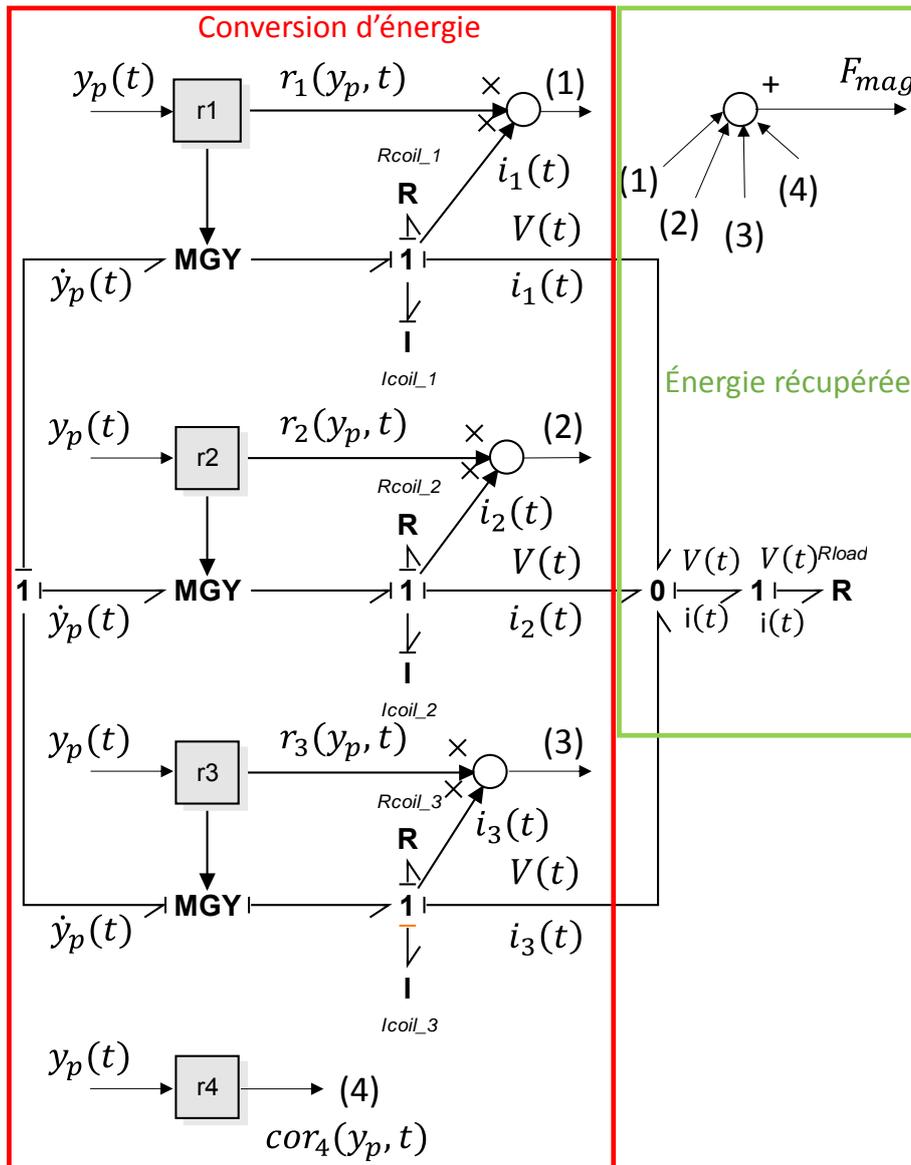


Figure 4.17 Modèle de référence Bond Graph du convertisseur électromagnétique estimant l'énergie convertie en fonction d'une sollicitation mécanique externe – prototype n°4

Nous pouvons noter que le système d'équations est relativement facile à résoudre quand le circuit de récupération d'énergie est isolé. Cependant, la résolution devient plus complexe quand la source d'effort est dépendante d'autres systèmes multiphysiques comme la suspension vue dans le **Chapitre 2**. Le modèle physique Bond Graph de ce sous-système est représenté à la **Figure 4.17**.

L'échange de puissance entre les sous-systèmes électriques et mécaniques de chaque enroulement est symbolisé par un gyrateur modulé noté *MGY* dont le rapport de modulation est donné par la fonction non-linéaire  $r_n(y_p(t))$ , tandis que le comportement électrique du

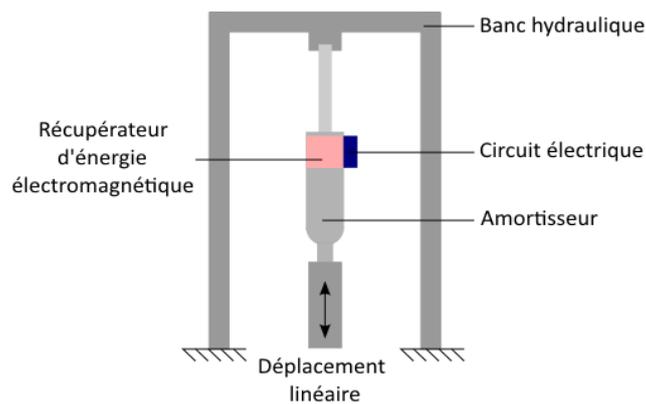
convertisseur électromagnétique est illustré par une résistance  $R_{coil_n}$  et une inductance de  $L_{coil_n}$  représentés respectivement par un élément  $R$  et un élément  $L$ . L'indice  $n$  indique l'enroulement mis en évidence. La jonction 0 découle de la connexion en parallèle des enroulements, et donne directement la tension aux bornes d'une charge résistive  $R_{load}$  représentée par un élément  $R$ . Plus tard, cette même résistance pourra être remplacée par un circuit de restitution de l'énergie plus évolué.

En utilisant le modèle BG présenté précédemment (**Figure 4.17**), des simulations sont réalisées avec le logiciel 20Sim.  $\dot{y}_p(t)$  est la vitesse du débattement de l'amortisseur et est considérée comme la seule variable d'entrée du sous-système avec les hypothèses de départ de base. Cette vitesse est imposée au travers les gyrateurs MGY à chacun des trois enroulements du prototype n°4 (**Figure 4.11**). La composante non-linéaire  $r_n(y_p, t)$  engendrée par chaque enroulement est calculée indépendamment soit  $r_1(y_p(t))$ ,  $r_2(y_p(t))$  et  $r_3(y_p, t)$ . De même, nous pouvons noter que les flux d'induction magnétiques  $\phi_1(y_p, t)$ ,  $\phi_2(y_p, t)$  et  $\phi_3(y_p, t)$  ne sont pas identiques et dépendent des caractéristiques des enroulements. Comme expliqué **Section 4.1.2**, notons que la complexité du circuit magnétique permettant la réduction des forces magnétiques impose dans certains cas d'étude de rajouter une 4<sup>ème</sup> composante non-linéaire de denture notée  $F_{cor_4}(y_p, t)$  qui sera intégrée au calcul de la force magnétique globale par sommation (**Figure 4.17**) du prototype n°4, par exemple. C'est un terme correctif évalué avec l'expérience.

### 4.5. ANALYSE DES PARAMETRES DU CONVERTISSEUR INFLUANT SUR LA FORCE MAGNETIQUE

#### 4.5.1. Protocole expérimental

Pour chacun des tests effectués sur les prototypes n°3 et n°4, le protocole expérimental reste identique. En pratique, le prototype d'amortisseur incluant le récupérateur d'énergie est installé sur un banc hydraulique. Seule la partie inférieure de l'amortisseur est mise en mouvement ce qui correspond à  $y_p(t)$  tandis que la partie supérieure reste statique **Figure 4.18**. La puissance instantanée en sortie du récupérateur est mesurée à partir d'un oscilloscope sur une charge dite optimale.



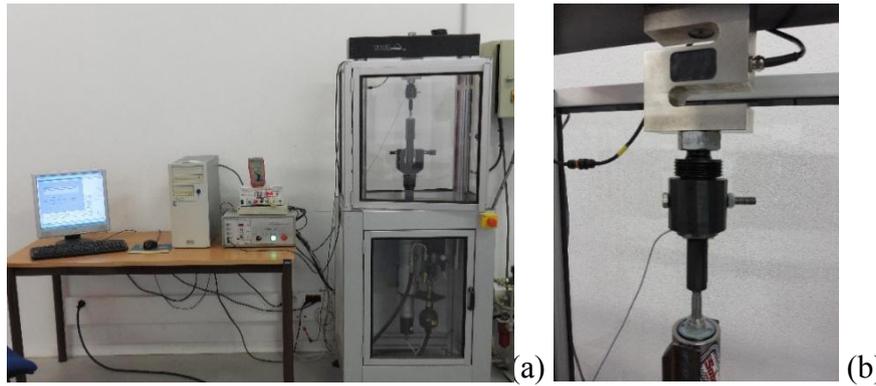
**Figure 4.18 Équipement pour les tests : le banc hydraulique, l'amortisseur et le circuit de récupération d'énergie intégré et son circuit électrique**

Les essais ont été effectués sur deux prototypes : le prototype n°3 et le prototype n°4 décrits à la **Section 4.2.3**.

Les tests réalisés sur le prototype n°3 ont vocation d'une part à comprendre les phénomènes mis en jeu et d'autre part, à valider nos simulations éléments finis. Il s'agit d'être capable de quantifier la valeur des forces d'attraction aimant/circuit magnétique sans aucune bobine ainsi que de regarder l'influence de différents paramètres [MUN 13, KW0 13] sur son intensité.

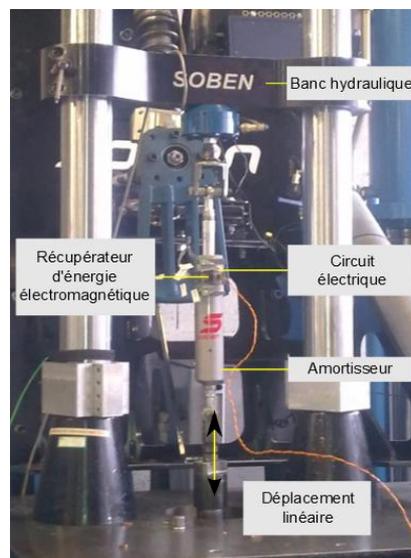
Le prototype n°3 est une version simplifiée du convertisseur n°4 sans bobine : en effet seuls les aimants, les entretoises et le circuit magnétique entourant normalement les enroulements sont présents. Les frottements entre les éléments du convertisseur électromagnétique sont réduits à leur maximum afin de ne mesurer que les forces magnétiques induites par la structuration du circuit magnétique (effet de denture). Les mesures seront réalisées en quasi-statique à l'aide d'une machine de traction et d'un capteur de force pour en déduire l'expression de la force magnétique totale en fonction de la position du circuit magnétique.

Les essais sur le prototype n°4 doivent pour leur part non seulement permettre de confronter les résultats numériques avec les mesures expérimentales ainsi que d'estimer les forces magnétiques car ce prototype inclut trois bobines, mais également de valider le modèle Bond Graph dont nous nous servirons par la suite pour estimer les bilans de puissance.



**Figure 4.19** Équipement pour les tests (a) : le banc hydraulique, l'amortisseur et le capteur à jauges extensiométriques (b)

Pour comprendre les phénomènes physiques mis en jeu et valider nos modèles, nous avons mesuré l'influence de la géométrie de la denture sur les forces magnétiques mesurées. Après avoir instrumenté le prototype n°3 sur un banc de traction, nous avons monté en série notre amortisseur à un capteur à jauge extensiométriques BC302 comme le montre la **Figure 4.19 b**. L'interface (IHM) classique de notre banc d'essai a été modifiée comme illustré **Figure 4.19-a** afin de faire varier la position de la tige contenant les aimants par rapport aux dentures, millimètre par millimètre à de très faibles vitesses soit 0.001m/s. Ces mesures sont réalisées en mode quasi-statique.



**Figure 4.20** Prototype n°4 du convertisseur électromagnétique intégré dans le corps d'un amortisseur monté sur un banc hydraulique pour la réalisation de test

Le nouveau prototype n°4 (**Figure 4.11**) est monté sur un banc hydraulique comme illustré à la **Figure 4.20-b**. Le mouvement du banc hydraulique n'excédant pas 48mm est imposé au travers de la vitesse linéaire. Cette même vitesse linéaire est respectivement de 0.75m/s et 1m/s. Les tests effectués sur le prototype n°4 sont donc effectués en dynamique ce qui n'est pas le cas sur le prototype n°3.

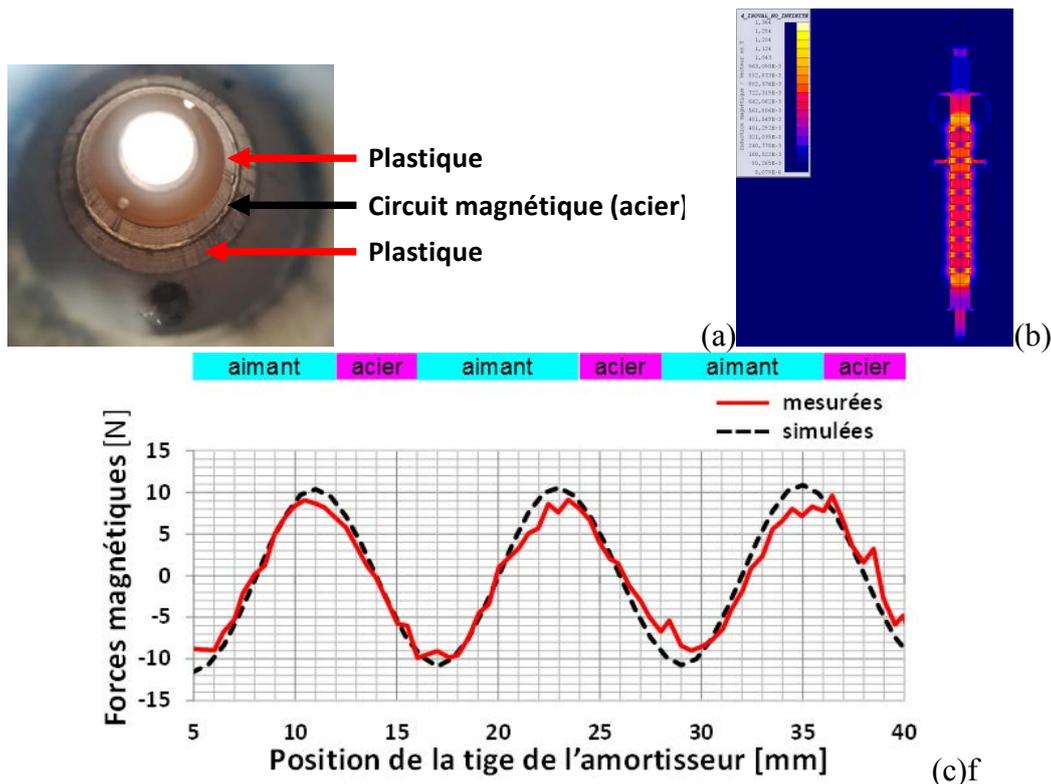
## CHAPITRE 4

Pour valider le convertisseur électromagnétique du sous-système Bond Graph, les réponses en tension et en puissance du système seront mesurés sur une charge résistive  $R_{load}$ .

### 4.5.2. Validation expérimentale du prototype

Afin de ne pas mesurer les forces de frottement dues aux fluides, aux éléments d'étanchéité, comme les joints à lèvres et les joints toriques, et aux frottements mécaniques des pièces entre elles, nous avons réalisé les mesures expérimentales sur le prototype n°3 simplifié comme le montre la **Figure 4.9**. Pour rappel, il est constitué seulement d'une partie du circuit magnétique entourant les bobines et de la tige contenant les aimants.

Le guidage en translation de ce tube a été effectué avec des pièces plastiques afin de ne pas perturber le champ magnétique. De même, pour garantir l'espace laissé par les bobines, des parties cylindriques en plastiques sont intercalées entre les éléments du circuit magnétique ainsi reconstitué comme le montrent les **Figure 4.21.a** et **Figure 4.22.a**.



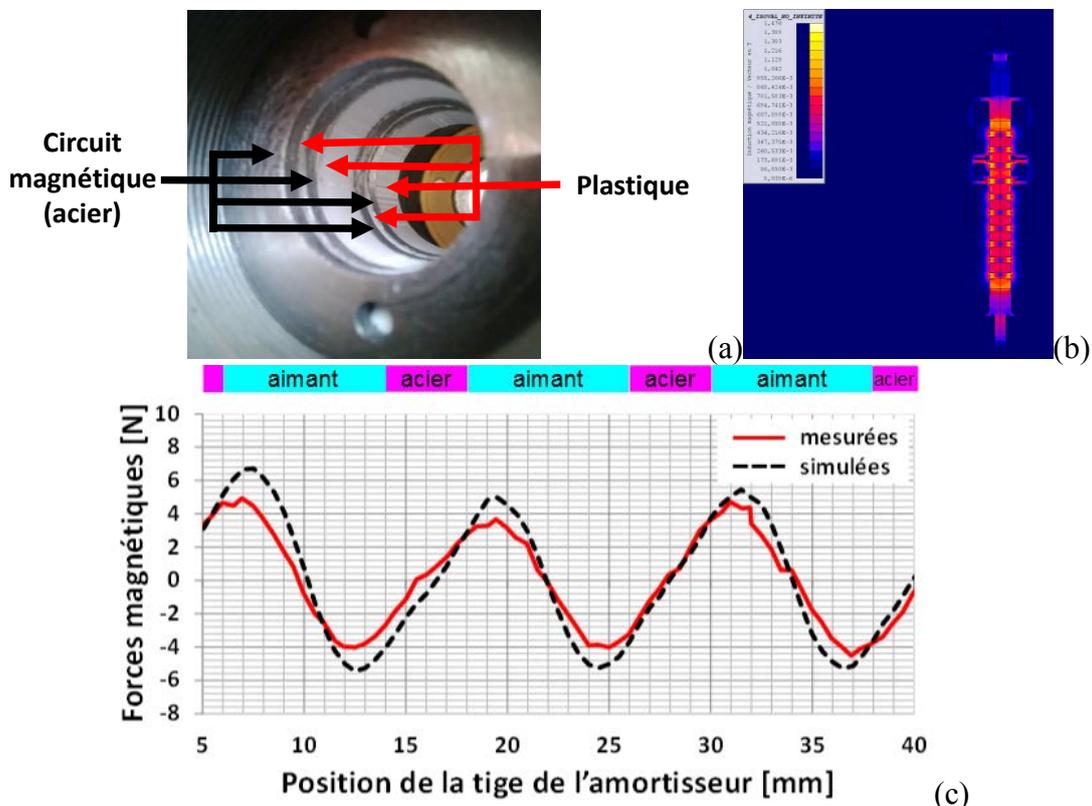
**Figure 4.21 (a) Prototype, (b) modèle par élément finis et (c) résultats expérimentaux et par éléments finis**

Nous avons supposé que le circuit magnétique séparant les bobines était de forme simple assimilé à des disques comme illustré à la **Figure 4.21-a**. Notons que la position du milieu de la structure est indiquée sur la partie supérieure de la **Figure 4.21-c** complétant la compréhension de cette étude quasi-statique. Les aimants et les pièces en acier intercalées

entre eux ont une hauteur de 8mm et de 4mm, tandis que l'épaisseur des disques représentant une partie du circuit magnétique conduisant les lignes de flux mesure 3mm.

Les forces magnétiques mesurées varient sinusoïdalement de +/-10N pour un seul disque (**Figure 4.21-c**), or il est nécessaire d'avoir deux disques de même épaisseur pour conduire convenablement les lignes de champs magnétiques autour d'une bobine. L'ajout de ce disque supplémentaire nous amène par sommation des forces magnétiques à des forces élevées. Le comportement sinusoïdal de cette courbe confirme que le flux d'induction magnétique varie sinusoïdalement en fonction de sa position dans le circuit magnétique.

Plusieurs configurations d'agencement de la topologie du circuit magnétique ont été testées et ont montrées qu'en modifiant la position et en ajoutant des disques en acier, il était possible par superposition d'en annuler une partie comme le montre la **Figure 4.22-c**. De même que pour la **Figure 4.21-c**, la position du milieu de la structure est indiquée sur la partie supérieure de cette figure. En modifiant la position des disques, les réductions des forces magnétiques mesurées sont de l'ordre de 75%, en comparaison avec le premier arrangement. Comme attendu, la comparaison des résultats simulés et expérimentaux est cohérente. En effet, l'écart entre les résultats est inférieur à 15% ce qui valide le modèle MEF utilisé (**Tableau 4**).



Vitesse [m/s]	Force magnétique mesurée sur un disque [N]		Ecart [%]	Force magnétique mesurée sur le nouvelle arrangement [N]		Ecart [%]
	Simulée MEF	Expérience		Simulée MEF	Expérience	
0.001m/s	9.4N	10.08N	6.75%	7.8N	6.8N	14.7%

Tableau 4 Ecart entre les résultats de simulations et le modèle MEF

Suite à ces résultats, nous avons décidé de proposer une nouvelle configuration plus performante que nous avons appelé prototype n°4 et de la tester. Cette configuration doit prendre en compte les remarques faite précédemment afin de réduire au maximum les forces magnétiques de denture gênant le mouvement de translation du convertisseur électromagnétique.

### 4.5.3. Bilan énergétique du prototype n°4

Pour comprendre et contrôler le comportement dynamique du convertisseur électromagnétique, les courbes de la tension et la puissance sont tracées à la **Figure 4.23** et à la **Figure 4.24** en fonction du temps avec une même charge optimale ( $R_{load} = 46.5\Omega$ ). Afin d'évaluer l'énergie disponible en sortie d'un tel système, on choisit des excitations respectives en vitesse de 0.75m/s et de 1m/s pour un débattement maximal de 48mm.

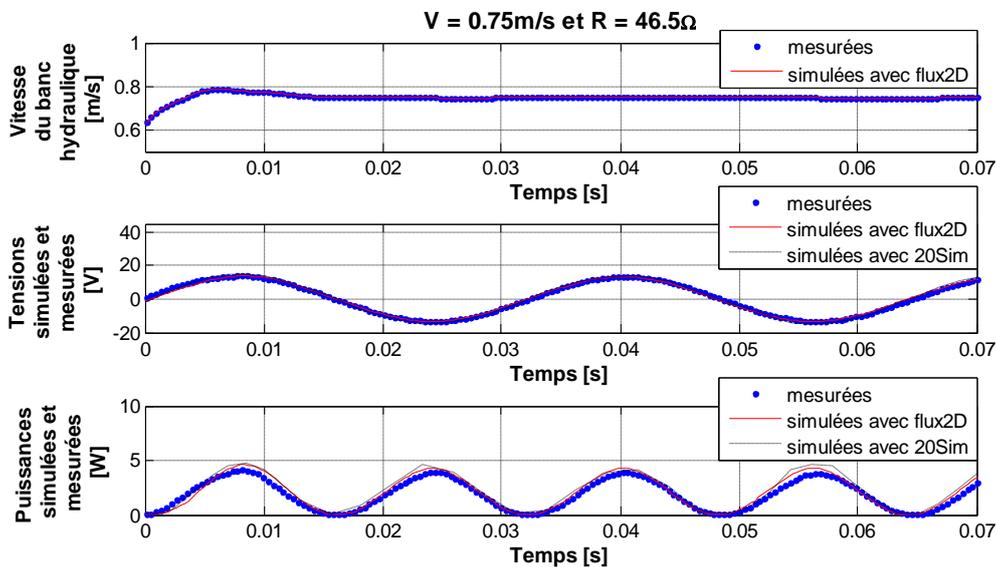
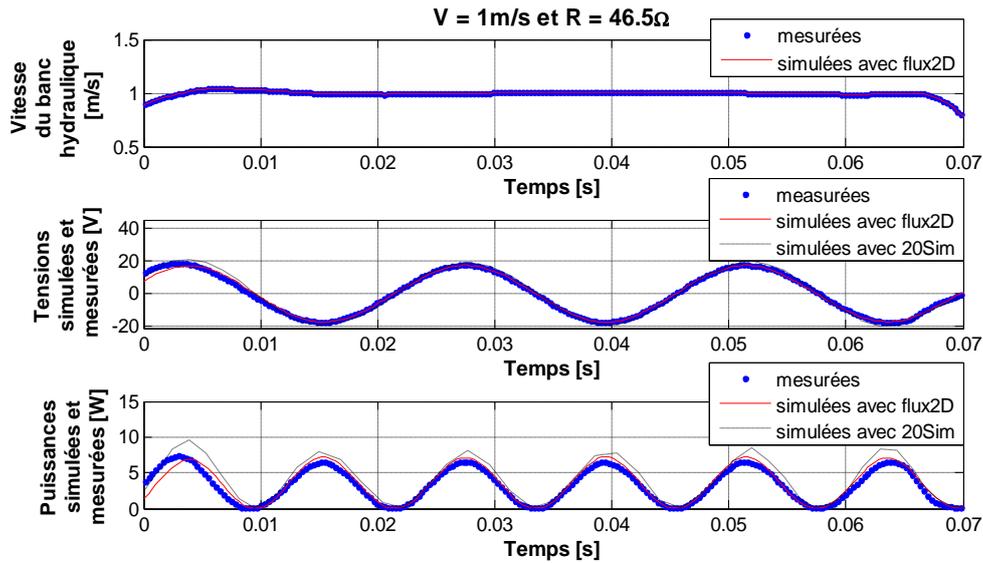


Figure 4.23 Puissance et tension mesurées pour une valeur de résistance de charge de  $46.5\Omega$  et une vitesse linéaire de 0.75m/s

L'obtention d'une tension sinusoïdale aux **Figures 4.23** et **4.24** valide notre hypothèse de départ par rapport à la variation sinusoïdale du flux à l'intérieur des enroulements comme vu à l'équation (3). L'obtention de fréquences doubles confirme l'évolution du champ magnétique  $B$  en fonction de la position  $y_p$  et du temps  $t$ .



**Figure 4.24** Puissance et tension mesurées pour une valeur de résistance de charge de 46.5Ω et une vitesse linéaire de 1m/s

Comme attendu, les résultats de la simulation et d'expérience sont proches. Les amplitudes maximales de la tension et de la puissance obtenue sont respectivement de 15V et de 4W pour une sollicitation de 0.75m/s tandis qu'elles sont respectivement proches de 20V et 7W pour une sollicitation de 1m/s. De même, l'intervalle entre les résultats mesurés et simulés est inférieur à 6% (Tableau 5).

vitesse [m/s]	Tension maximale [V] issue du prototype n°4					Puissance maximale [W] issue du prototype n°4				
	mef n°4	BG	expérience	écart mef/exp [%]	écart BG/exp [%]	mef n°4	BG	expérience	écart mef/exp [%]	écart BG/exp [%]
0.75 m/s	15.15 V	15.1 V	15V	1%	0.66 %	4.21W	4.2 W	4W	5.25%	5%
1 m/s	20.1V	19.9 V	20V	0.5%	1.5%	7.2W	7.15 W	7W	2.85%	2.14 %

**Tableau 5** Résultats de simulations (MEF et BG) et d'expérience pour différentes vitesses imposées en entrée du modèle

Par la suite, les résultats pour les efforts obtenus sur le banc et par simulation avec la méthode des éléments finis sont ensuite comparés. La variation des forces magnétiques est d'environ 18N pour une vitesse de 0.75m/s (Figure 4.25) tandis que pour une vitesse de 1m/s, les forces magnétiques sont légèrement plus grandes (Figure 4.26) car cette dernière augmente avec la vitesse. Cette variation des forces magnétiques doit être ajoutée à l'ensemble des forces de frottements présentes dans le système en dehors de l'amortisseur.

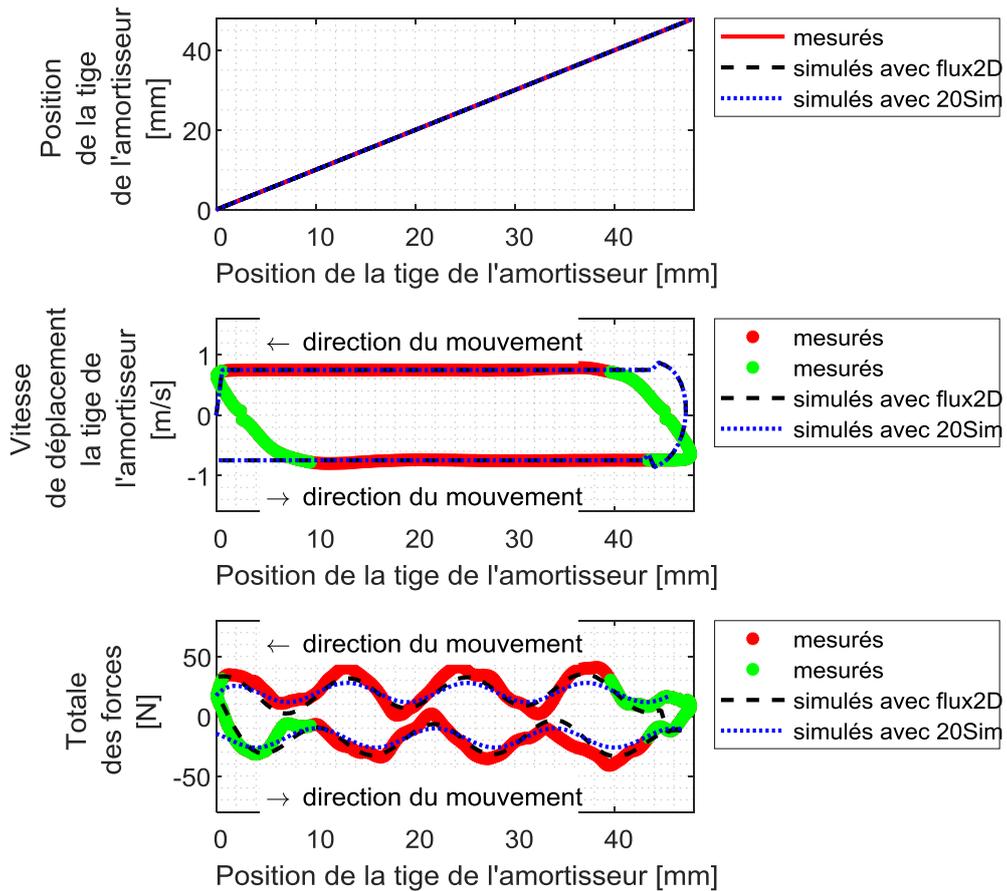


Figure 4.25 Forces totales mesurées pour une vitesse linéaire de 0.75m/s

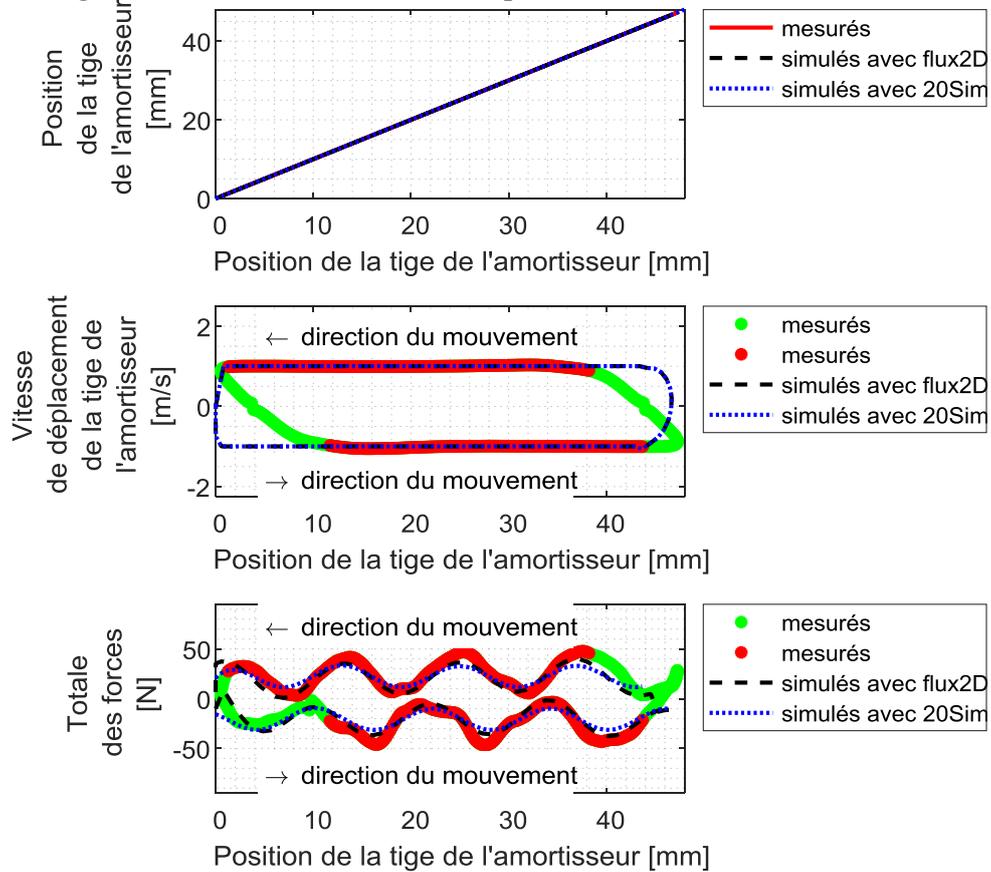


Figure 4.26 Forces totales mesurées pour une vitesse linéaire de 1m/s

La différence entre les vitesses mesurée et simulée est due à l'imposition de la position en entrée du modèle et non de la vitesse, l'écart provenant du calcul des dérivées. Le **Tableau 6** résume l'ensemble de ces résultats.

Vitesse [m/s]	Force magnétique [N] issue du prototype n°4				
	mef n°4	BG	expérience	écart mef/exp [%]	écart BG/exp [%]
0.75m/s	31N	28N	42N	26.2%	33.3%
1m/s	38N	34N	50N	24%	32%

**Tableau 6 Résultats de simulations (MEF et BG) et d'expérience pour différentes vitesses imposées en entrée du modèle**

L'écart maximal observé pour la méthode des éléments finis et l'approche BG est respectivement de 26.2% et 33.3% avec l'expérience. Cet écart est important cependant il permet d'estimer quantitativement de manière générale la force magnétique engendré par le circuit magnétique. Comme le montre [KWO 10], il est possible d'estimer plus finement mais cela entraîne de connaître précisément la variation du flux d'induction magnétique et donc de développer un dispositif expérimental pour effectuer les mesures.

L'ensemble de ces résultats est physiquement cohérent. En effet, l'énergie mesurée (16) pour un cycle complet à  $V = 0.75m/s$  et  $V = 1m/s$  est respectivement égale à 0.5436J et 0.6618J. Notons que  $F$  représente l'aire de la force magnétique (11.5N à 0.75m/s et 14N à 1m/s) et  $\Delta x$  la distance de parcours pour un demi-cycle soit  $\Delta x = 47.27mm$ .

$$E = \Delta W = F * \Delta x \tag{16}$$

La durée du cycle (17) est respectivement de 0.1261s et de 0.0945s pour 0.75m/s et 1m/s.

$$\Delta t = \frac{2 * \Delta x}{V} \tag{17}$$

La combinaison de l'expression (16) et (17), nous permet d'obtenir la puissance générée (18). La puissance pour un cycle complet est alors respectivement de 4.31W et 7.003W pour 0.75m/s et 1m/s, ce qui est cohérent par rapport aux résultats du **Tableau 5**.

$$P = \frac{\Delta W}{\Delta t} \tag{18}$$

## CHAPITRE 4

De l'ensemble de ces résultats, nous pouvons en conclure que l'énergie disponible en sortie de cette version de récupérateur d'énergie électromagnétique (de l'ordre d'une dizaine de Watts) est suffisante pour alimenter une Led ou bien un circuit électronique de contrôle. Elle devra être adaptée aux besoins définis dans le **Chapitre 1**. Dorénavant, le modèle Bond Graph peut être couplé à un circuit d'extraction d'énergie que nous présenterons dans le **Chapitre 5**. Les forces magnétiques quant à elles restent importantes mais ont été largement réduites. Nous nous sommes attachés dans le but d'obtenir un maximum d'énergie de proposer des configurations de circuit magnétique dont les tensions en sortie de chaque bobine ne sont pas déphasées entre elles. Cependant, afin de réduire ces forces, le déphasage de celles-ci pourrait être envisagé.

### CONCLUSION

Dans ce chapitre, le principe de récupération d'énergie pour un convertisseur électromagnétique a tout d'abord été rappelé, puis des expérimentations et des simulations par la MEF ont été conduites afin de proposer un dimensionnement optimal de la structure du convertisseur. Nous avons obtenu une puissance maximale tout en réduisant au maximum les contraintes dues aux forces magnétiques qui perturbent le mouvement naturel de l'amortisseur de l'automobile. Dans un second temps, un modèle BG simplifié de l'ensemble du système de conversion électromagnétique a été déduit. Ce dernier, de par sa forme graphique et sa nature physique, a pour vocation à la fois d'être intégré facilement au modèle BG global de la suspension (**Chapitre 5**) et également d'autoriser l'analyse des échanges de puissance et d'énergie. Il nous a permis d'optimiser le prototype n°3 afin d'en proposer une nouvelle version.

L'énergie disponible en sortie du prototype n°4 de l'ordre du watt est suffisante pour alimenter une connexion sans fils en continu et de contrôler un clapet par intermittence. Cependant, les phénomènes de dentures restent importants et pourront être réduits dans des travaux futurs.

# Quantification de l'énergie récupérable

## *CHAPITRE 5*

## QUANTIFICATION DE L'ENERGIE RECUPERABLE

---

### Introduction

<b>5.1 Intégration des modèles de récupérateurs d'énergie dans le modèle de la suspension</b>	<b>p.150</b>
5.1.1 Description du système complet	p.150
5.1.2 Modélisation globale du système	p.151
5.1.3 Stockage et restitution de l'énergie	p.152
<b>5.2 Simulation et analyse du comportement énergétique des récupérateurs d'énergie lorsqu'ils sont connectés à une charge résistive</b>	<b>p.154</b>
5.2.1 Passage d'un dos d'âne standard	p.155
5.2.2 Route de revêtement de classe A-B	p.162
5.2.3 Route de revêtement de classe E-F	p.165
<b>5.3 Prise en compte du système de stockage et de restitution de l'énergie</b>	<b>p.167</b>
5.3.1 Dos d'âne standard avec le modèle Bond Graph de quart de véhicule	p.167
5.3.2 Route avec un revêtement de classe A-B	p.168
5.3.3 Route avec un revêtement de classe E-F	p.169
<b>5.4 Confrontation simulation et expérience dans un cas réel pour le récupérateur d'énergie piézoélectrique</b>	<b>p.170</b>
5.4.1 Description du dispositif expérimental	p.170
5.4.2 Confrontation simulation/expérience	p.171
<b>5.5 Conclusion</b>	<b>p.174</b>

### INTRODUCTION

Ce chapitre est consacré à la modélisation et à la simulation d'un système constitué des deux récupérateurs d'énergie de type piézoélectrique et électromagnétique intégrés à une suspension automobile. Le but ultime de cette étude est de quantifier l'énergie que l'on pourrait potentiellement récupérer soit aux bornes d'une charge résistive soit aux bornes d'un circuit de restitution et de stockage de l'énergie. Dans ce but, la méthodologie employée repose sur un modèle global et original en langage Bond Graph afin d'analyser les échanges de puissance.

Dans un premier temps, nous rappellerons l'ensemble des sous-systèmes qui composent ce modèle complet comme la suspension automobile, le récupérateur d'énergie piézoélectrique et le récupérateur d'énergie électromagnétique.

Une fois le système complet introduit, nous exposerons dans un second temps les résultats de simulations en puissance obtenus aux bornes d'une charge résistive en réponse aux sollicitations suivantes : un dos d'âne standard, un revêtement de route de classe A-B de type excellent et un revêtement de classe E-F de type médiocre. Cela nous servira d'une part à quantifier l'énergie récupérée en fonction des différentes excitations et nous amènera d'autre part, à réaliser une étude sur la distribution de l'énergie dans l'ensemble du système à partir des modèles de quart et de demi-véhicule introduits dans le **Chapitre 2**. Les performances énergétiques issues de ces deux modèles de suspension pourront alors être comparées.

Puis dans un troisième temps, nous poursuivrons cette démarche en utilisant cette fois-ci seulement le modèle de quart de véhicule et en remplaçant la charge résistive par un système de stockage et de restitution de l'énergie. Ceci nous permettra de conclure quant aux possibilités d'alimenter des circuits annexes à partir de l'énergie récupérée à la fois par le récupérateur piézoélectrique et par le récupérateur électromagnétique.

Afin de parachever cette étude, des essais sur route seront entrepris avec le convertisseur piézoélectrique embarqué dans un véhicule. Des simulations effectuées dans les mêmes conditions seront comparées avec les mesures, ce qui validera définitivement notre approche.



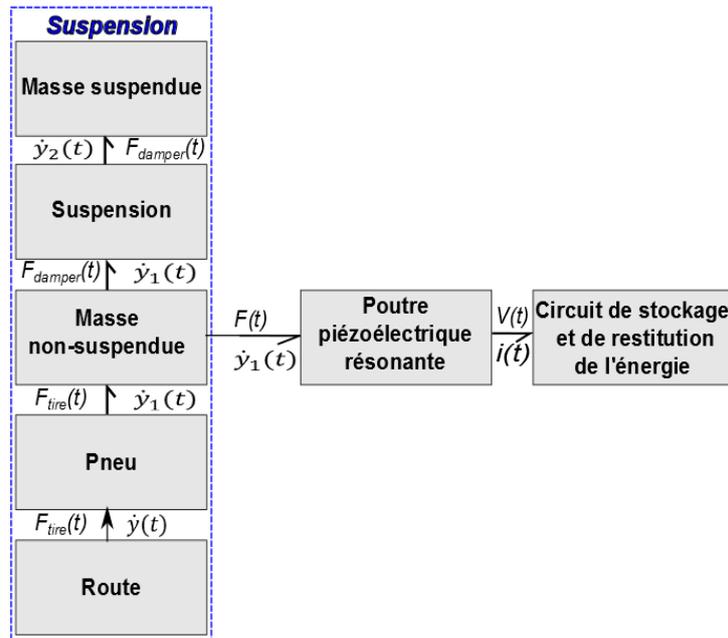


Figure 5.2 Bond Graph à mots du système complet

### 5.1.2. Modélisation globale du système

Le modèle complet nous sert à estimer la puissance convertie à la fois par la poutre piézoélectrique et par le récupérateur d'énergie électromagnétique en fonction de n'importe quels états de surface de la route. Pour ce faire, des profils réels de route conformes au standard IRI [ISO 95] peuvent être injectés au travers de la variable  $y(t)$  (voir le **Chapitre 2**). La **Figure 5.3** donne la représentation Bond Graph du système complet en détaillant les parties inhérentes aux récupérateurs d'énergie piézoélectrique et électromagnétique. Les connections données dans le Bond Graph à mots à la **Figure 5.2** apparaissent clairement entre tous les sous-systèmes sur cette représentation.

Les paramètres clés de ce modèle complet sont les suivants : la vitesse et le déplacement entre les masses suspendues et non-suspendue annotées respectivement  $\dot{y}_2(t) - \dot{y}_1(t)$  et  $y_2(t) - y_1(t)$  et la vitesse de contact entre la roue et le sol  $\dot{y}(t)$  ainsi que la tension en sortie du récupérateur d'énergie  $V(t)$ . L'accélération  $\ddot{y}_1(t)$  liée à la masse non-suspendue nous permet de déduire les forces  $F_{meff}$  et  $F_M$  issues de la base du récupérateur piézoélectrique afin de les injecter ensuite au sous-système de conversion d'énergie pour lequel la vitesse de déflexion de la poutre est donnée par  $\dot{y}_{p1}(t)$ . La force magnétique induite par le déplacement du convertisseur électromagnétique est réinjectée dans la suspension au travers la jonction 1 du quart de véhicule entre la masse suspendue et non-suspendue du véhicule.

### 5.1.3. Stockage et restitution de l'énergie

Dans le but de stocker et de restituer l'énergie récupérée par l'un ou l'autre des récupérateurs d'énergie, plusieurs composants sont disponibles dans le commerce [**LIN**]. Nous avons choisi l'un d'entre eux répondant à nos besoins. Ce circuit électronique a été intégré à notre modèle comme illustré à la **Figure 5.4** en sortie des récupérateurs d'énergie.

Ce sous-système se compose d'un pont de diode qui rectifie la tension en entrée, d'un convertisseur Buck qui assure la conversion DC/DC, d'un élément de stockage comme un condensateur et d'un module de gestion de la puissance.

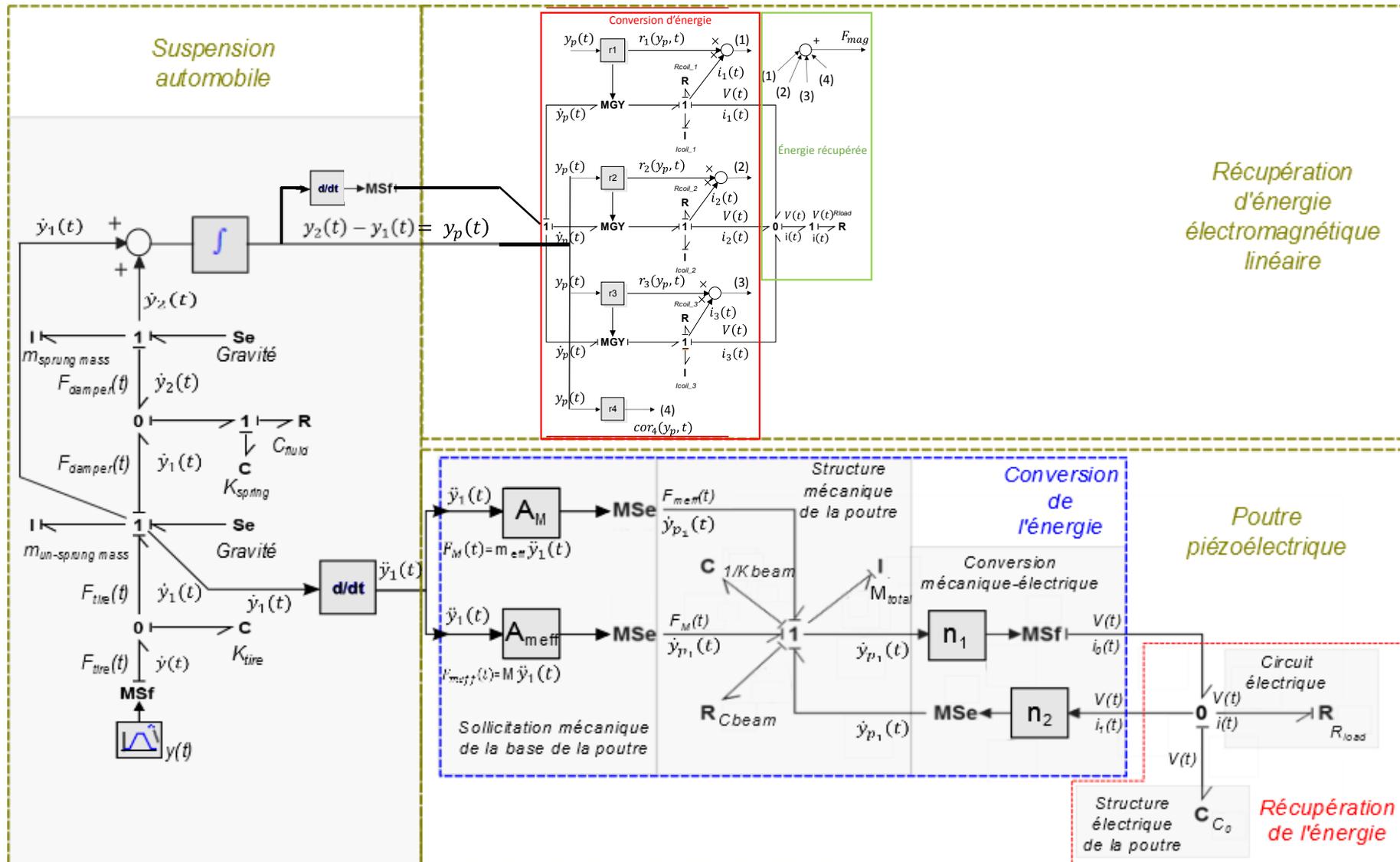
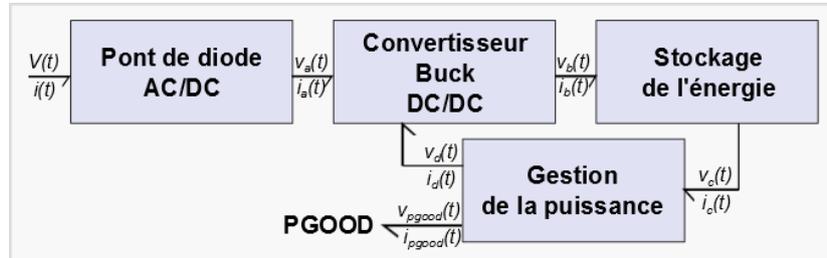


Figure 5.3 Système complet avec le récupérateur d'énergie piézoélectrique intégré à la masse non-suspendue et le récupérateur électromagnétique intégré à l'amortisseur

## CHAPITRE 5

Le signal  $V_{PGOOD}$  informe si la tension en sortie est bien régulée et si elle est disponible et suffisante (**Figure 5.4**) par rapport à la consommation.  $V_{PGOOD}$  est alors alimenté durant cet intervalle de temps. Les entrées du régulateur de tension [LIN] sont mises en veille lorsque les courants d'entrée et de sortie sont minimums, ce qui signifie alors que la puissance est insuffisante.



**Figure 5.4** Bond Graph à mots du sous-système de stockage et de restitution de l'énergie

Le convertisseur Buck s'active et se désactive au besoin afin de maintenir une régulation correcte de la tension. Un algorithme peut être mis en place afin d'activer le circuit seulement si l'utilisateur en a le besoin afin de réaliser un essai sur une courte période. Une représentation de ce modèle Bond Graph sera détaillée en **Annexe 12**.

### 5.2. SIMULATIONS ET ANALYSES DU COMPORTEMENT ENERGETIQUE DES RECUPERATEURS D'ENERGIE LORSQU'ILS SONT CONNECTES A UNE CHARGE RESISTIVE

À partir des modèles Bond Graph développés précédemment, il est possible de simuler aisément et conjointement les comportements de la suspension automobile, des deux récupérateurs d'énergie ainsi que du circuit électronique, voir **Figure 5.3**. Afin d'obtenir des résultats proches de la réalité, les modèles retenus pour ces récupérateurs d'énergie ont été validés expérimentalement dans le **Chapitre 3** et le **Chapitre 4**.

Dans un premier temps, un bilan d'énergie sera réalisé afin d'étudier la représentation du quart et du demi-véhicule dans le cas particulier d'un dos d'âne à 30km/h à l'aide des modèles Bond Graph (**Chapitre 2**). Nous admettrons ici que le circuit de stockage et de restitution de l'énergie est réduit à une charge résistive. Les deux récupérateurs d'énergie seront intégrés tout d'abord simultanément à la suspension avant du véhicule (modèle Bond Graph quart de véhicule), puis à l'aide du modèle Bond Graph du demi-véhicule à la suspension avant et arrière. L'énergie emmagasinée en fonction de la localisation des récupérateurs d'énergie dans le véhicule pourra alors être comparée.

Dans un deuxième temps, nous imposerons en entrée du modèle un revêtement de route de classe A-B et de classe E-F que nous avons généré aléatoirement conformément à la norme

ISO 95.

### 5.2.1. Passage d'un dos d'âne standard

On se propose d'étudier ici la récupération d'énergie lors du passage d'un dos d'âne standard de convertisseurs incorporés sur la suspension avant du véhicule. On décide d'effectuer la simulation à l'aide des modèles Bond Graph de quart de véhicule et de demi-véhicule présentés dans le **Chapitre 2**. Ainsi, il est possible à partir d'une même sollicitation mécanique de quantifier la tension et la puissance en sortie et de mener une étude énergétique. A l'exemple de ce qui a été fait respectivement dans le **Chapitre 3** et **Chapitre 4**, les charges résistives choisies pour les récupérateurs d'énergies piézoélectrique et électromagnétique sont respectivement de  $R_{load} = 122k\Omega$  et de  $R_{load} = 46.5\Omega$ . Elles représentent les résistances de charge optimales.

#### *5.2.1.1. Bilan énergétique au sein des deux récupérateurs d'énergie situés à l'avant du véhicule*

La **Figure 5.5** représente l'évolution temporelle des tensions et des puissances générées à l'aide du modèle de quart de véhicule. Les tension et puissance maximales pour le récupérateur piézoélectrique sont respectivement de 3.28V et de 88.17nW, tandis que pour le récupérateur électromagnétique, elles sont naturellement plus élevées et sont respectivement de 22.26V et de 10.67W. En effet, la puissance récupérée dans le second cas provient des grands déplacements de l'amortisseur qui sont plus conséquents que ceux issus des vibrations de la masse non-suspendue.

Le même type de simulation est ensuite proposé dans le cas du modèle de demi-véhicule (**Figure 5.6**). Comme l'on pouvait s'y attendre, les résultats sont très proches de ceux obtenus précédemment. Les tensions et puissances maximales pour le récupérateur piézoélectrique sont respectivement de 3.03V et de 75.31nW et de 20.86V et de 9.25W pour le récupérateur électromagnétique. Plus précisément, l'écart de mesure sur ces résultats est de 7.62% pour le convertisseur piézoélectrique et de 6.29% pour le convertisseur électromagnétique, ce qui reste relativement faible. Ces écarts sont dus principalement à la non prise en compte du mouvement de rotation de la caisse dans le modèle quart de véhicule qui influence grandement le mouvement des masses suspendues et non-suspendues de la partie avant par rapport à la partie arrière et inversement. On peut donc conclure ici que l'énergie provient essentiellement du passage de la roue avant sur le dos d'âne et que le choix du modèle quart

de véhicule est suffisant.

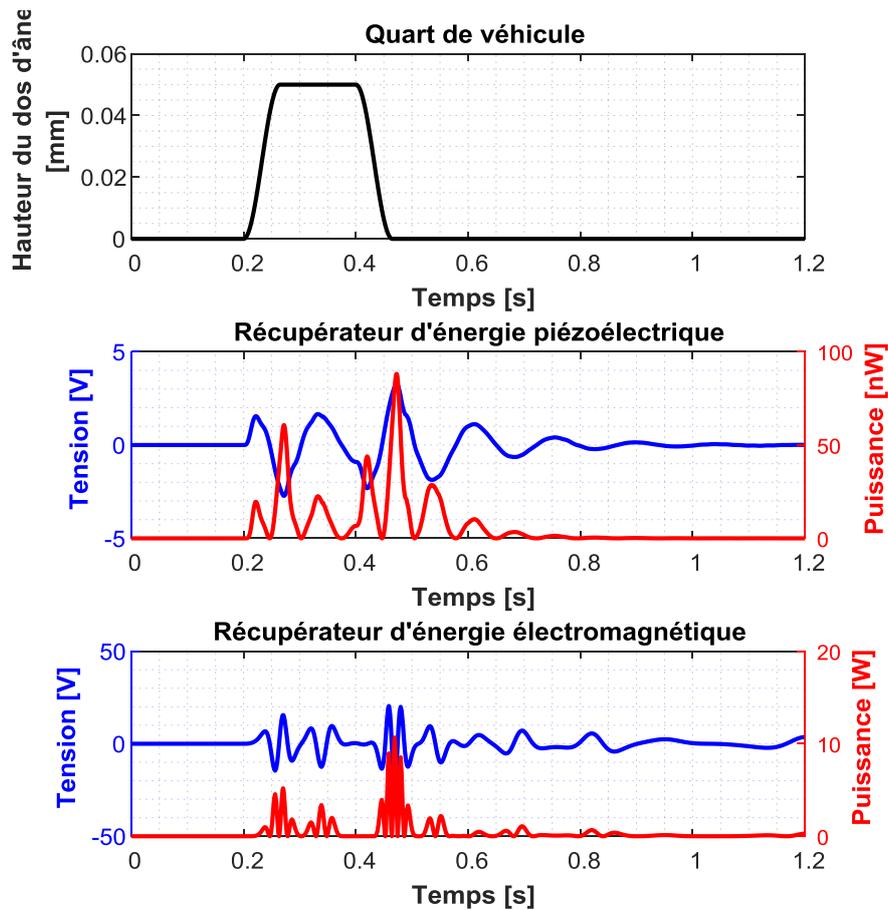


Figure 5.5 Évolution de la puissance et de la tension instantanées lorsque le véhicule passe sur un dos d'âne avec une vitesse de 30km/h – avec le modèle quart de véhicule

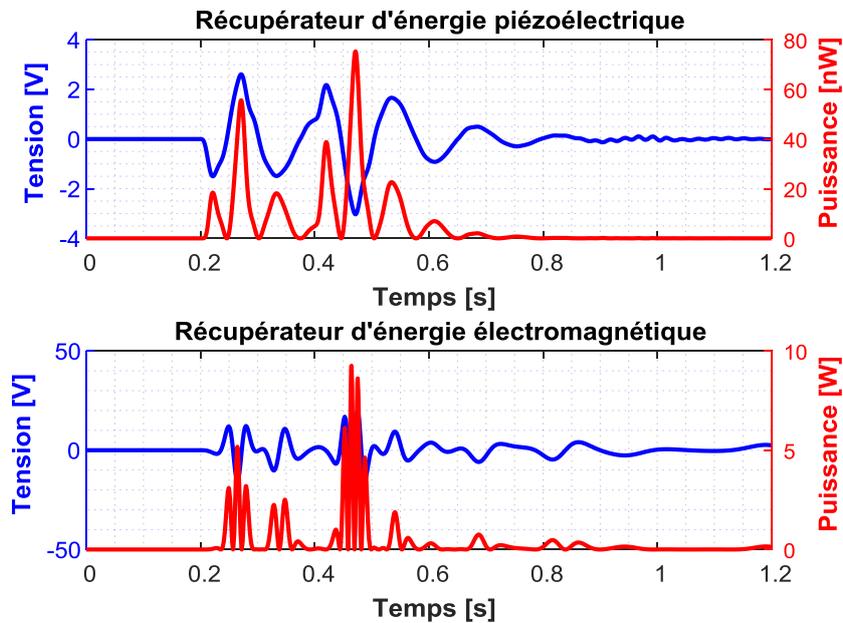
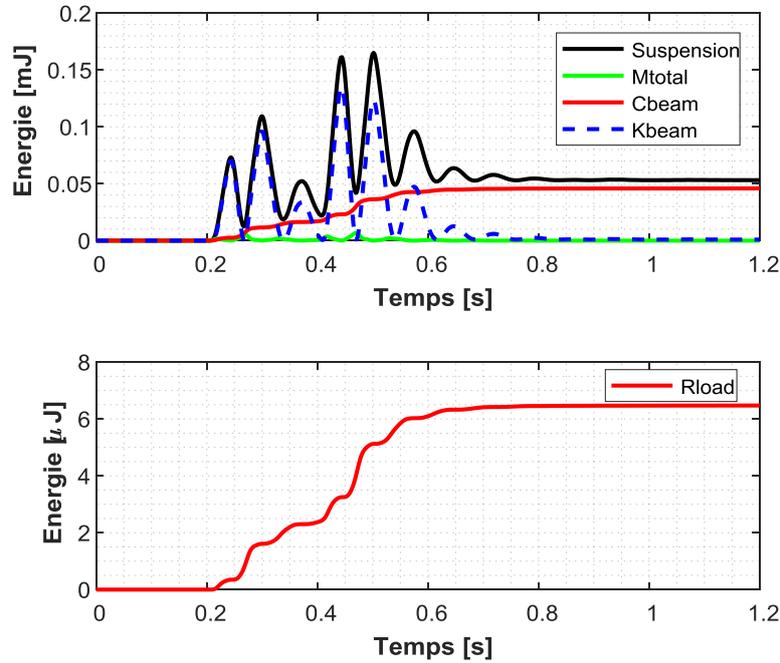


Figure 5.6 Évolution de la puissance et de la tension instantanées – avec le modèle demi-véhicule

Lors du passage d'un dos d'âne standard avec une vitesse de 30m/h, les résultats de simulation estiment que la suspension reçoit de la route une énergie équivalente à 208J

(Chapitre 2 à la Figure 2.9). Une grande partie est majoritairement dissipée au sein des éléments de la suspension, c'est pourquoi les récupérateurs piézoélectrique et électromagnétique ne convertissent seulement qu'une énergie équivalente à  $6.47\mu\text{J}$  (Figure 5.7) et à  $0.67\text{J}$  (Figure 5.8) dans le cas du modèle de quart de véhicule.

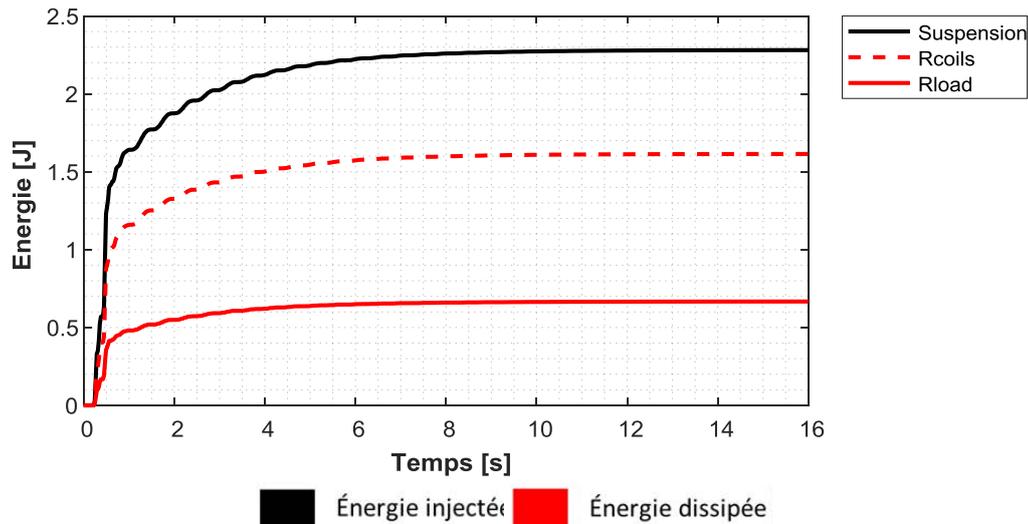


■ Énergie injectée   ■ Énergie cinétique   ■ Énergie potentielle   ■ Énergie dissipée

**Figure 5.7** Évolution de l'énergie totale injectée (en noir), de l'énergie cinétique totale (en vert), de l'énergie potentielle totale (en bleu) et de l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le récupérateur d'énergie piézoélectrique couplé au quart de véhicule

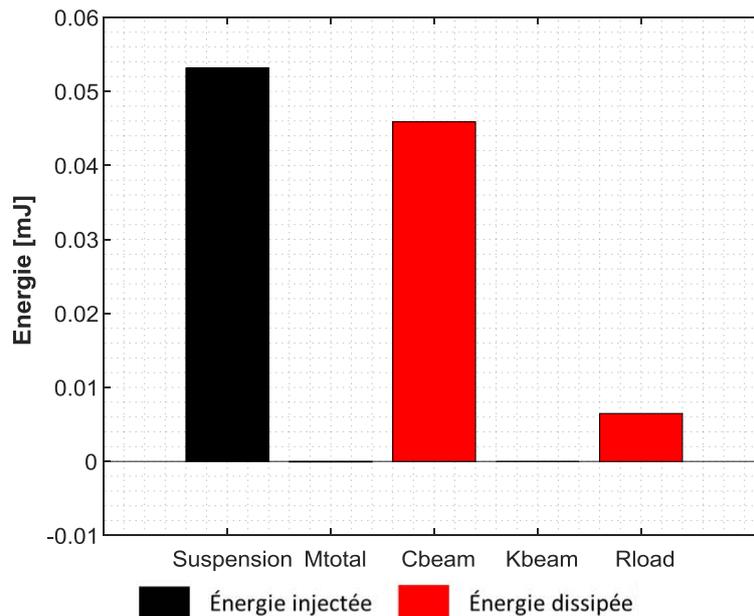
Il est essentiel de rappeler que la source d'énergie issue de la route se décompose en trois types d'énergie : une énergie dissipée, une énergie potentielle et une énergie cinétique comme le montrent les **Figures 5.7 à 5.10**. Dans le cas du récupérateur piézoélectrique (**Figure 5.7**), elle est dissipée par frottement ( $C_{\text{beam}}$ ) par la poutre et dans sa résistance en sortie  $R_{\text{load}}$ . En parallèle, des quantités d'énergie moindres sont stockées dans la poutre piézoélectrique sous forme d'énergie potentielle dans le ressort  $K_{\text{beam}}$  et sous forme d'énergie cinétique dans la masse  $M_{\text{total}}$  alors que dans le cas du récupérateur électromagnétique (**Figure 5.8**), la majorité de cette énergie est dissipée dans la partie résistive des enroulements  $R_{\text{coils}}$  et dans sa résistance en sortie  $R_{\text{load}}$ .

Sur les simulations temporelles **Figure 5.7** et **Figure 5.8**, on note qu'entre 0.2s et 0.26s le véhicule monte sur le dos d'âne puis redescend de celui-ci de 0.4 à 0.47s. Après 0.47s, la hauteur de la route est invariante.

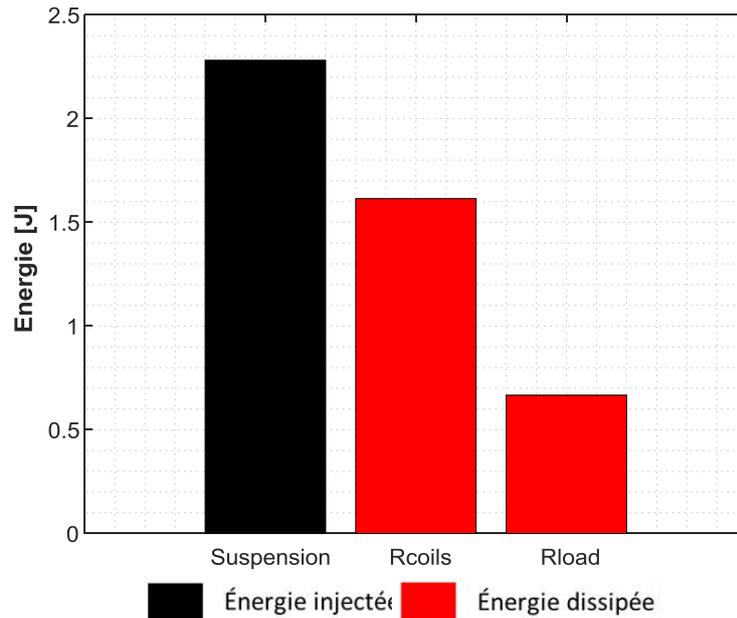


**Figure 5.8** Évolution de l'énergie totale injectée (en noir) et de l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le récupérateur d'énergie électromagnétique couplé au modèle de quart de véhicule

La **Figure 5.9** donne le bilan des énergies stockée et dissipée dans la poutre piézoélectrique lors du passage du dos d'âne. On peut tout d'abord remarquer que l'énergie est majoritairement dissipée par l'amortissement  $C_{beam}$  de la poutre avec 87.82% de l'énergie injectée par la suspension à la poutre soit  $45\mu J$ . L'énergie potentielle totale et l'énergie cinétique totale sont nulles. Au final, l'énergie dissipée dans la charge résistive en sortie de poutre correspond à  $6.47\mu J$ , soit 12.18% de l'énergie injectée. Le rendement du convertisseur piézoélectrique est de  $\eta = 0.1218$  soit 12.18% ce qui est très faible et nécessitera par la suite d'utiliser un circuit électrique intégrant un double redressement à faibles pertes et à fort rendement pour récupérer un maximum de cette énergie.



**Figure 5.9** L'énergie totale injectée (en noir) et l'énergie dissipée (en rouge) dans le récupérateur d'énergie piézoélectrique au quart de véhicule



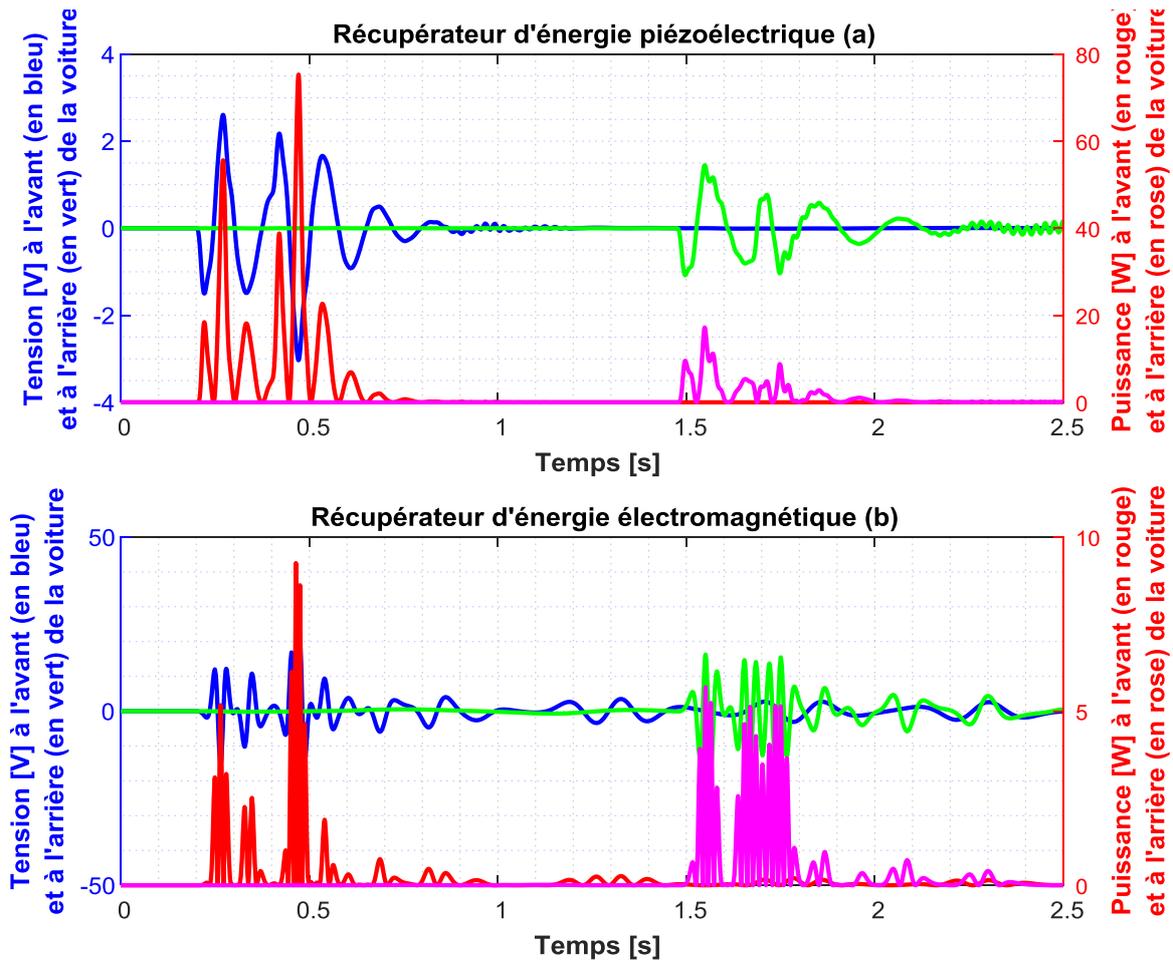
**Figure 5.10** L'énergie totale injectée (en noir) et l'énergie dissipée (en rouge) dans le récupérateur d'énergie électromagnétique au quart de véhicule

La **Figure 5.10** fait quant à elle le bilan de l'énergie dissipée dans le récupérateur électromagnétique lors du passage du dos d'âne. Pour ce cas, l'énergie est majoritairement dissipée dans les enroulements  $R_{coils}$  avec 70.75% de l'énergie injectée par la suspension au récupérateur électromagnétique, soit 1.614J et donc 29.24% d'énergie dissipée dans la charge, soit un rendement du convertisseur électromagnétique de  $\eta = 0.2924$ . Le rendement de ce convertisseur est deux fois plus important que celui du convertisseur piézoélectrique.

#### 5.2.1.2. Bilan énergétique au sein des récupérateurs d'énergie placé à l'arrière du véhicule

La principale particularité du modèle de demi-véhicule par rapport à celui du modèle de quart de véhicule est de pouvoir tenir compte dans le bilan énergétique de la suspension avant mais également de la suspension arrière (**Chapitre 2**). C'est donc ce modèle qui est choisi pour illustrer l'évolution temporelle de la tension et de la puissance au sein des récupérateurs d'énergie intégrés sur les suspensions avant et arrière (**Figure 5.11**).

Comme on pouvait s'y attendre la quantité d'énergie récupérée sur la suspension arrière est plus faible que sur la suspension avant. Cela s'explique, car les amortisseurs avant et arrière sont issus de technologies différentes. Ils n'ont donc pas le même comportement dynamique.



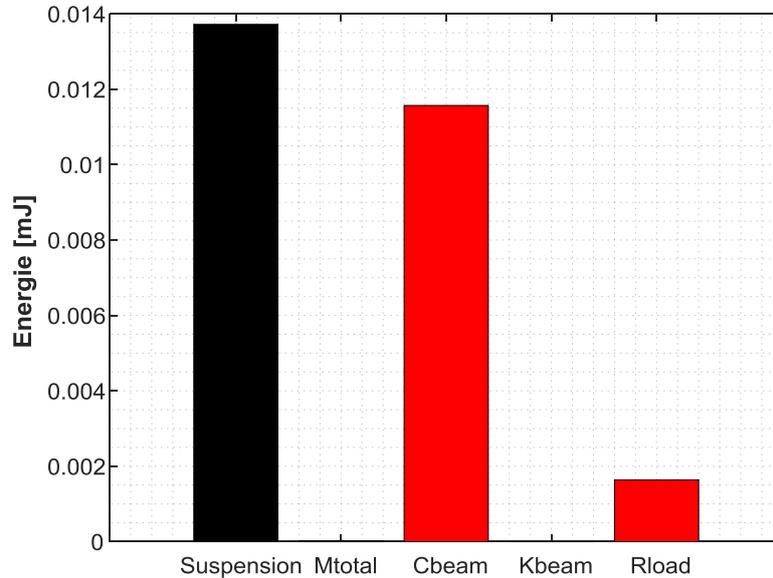
**Figure 5.11** Évolution de la puissance et de la tension instantanées lorsque le véhicule emprunte un dos d'âne avec une vitesse de 30km/h – avec le modèle demi-véhicule

Par rapport au cas précédent où seule la suspension avant était instrumentée, cette fois-ci de l'énergie est également récupérée sur la suspension arrière également à partir de 1.47s (**Figure 5.11**). Cette valeur temporelle correspond au passage de la suspension arrière sur le dos d'âne. Les mesures de tension et de puissance maximales pour le récupérateur piézoélectrique sont respectivement de 1.45V et de 1.54nW (**Figure 5.11.a**). Dans le cas du récupérateur électromagnétique, les tension et puissance obtenues sont respectivement de 16.08V et de 5.69W (voir la **Figure 5.11.b**).

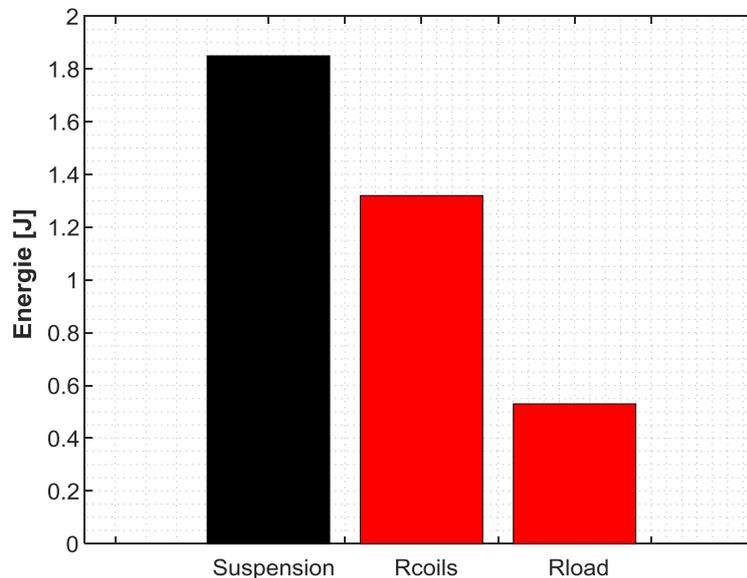
Lorsque l'on fait le bilan énergétique, on constate que l'énergie injectée par la suspension dans les récupérateurs d'énergie piézoélectrique et électromagnétique sur la suspension arrière est respectivement de 13.72 $\mu$ J (**Figure 5.12**) et 1.85J (**Figure 5.13**). Par rapport à la suspension avant, l'énergie injectée dans le convertisseur électromagnétique est sensiblement identique avec 2.28J (**Figure 5.10**) au lieu de 1.85J ce qui donne un écart de 18.85%. Notons que l'écart de l'énergie injectée dans le convertisseur piézoélectrique par la suspension avant est quant à elle de 31.28 $\mu$ J (**Figure 5.9**) soit un écart proche de 30.48% avec celle injectée par

la suspension arrière s'expliquant par les différences des deux masses suspendues et des coefficients d'amortissement des deux amortisseurs.

Grâce à ce modèle, nous sommes capables dorénavant de quantifier l'énergie totale que l'on pourrait dissiper dans des résistances à l'aide de dispositifs placés sur les quatre roues du véhicule. On obtient 4.288J pour l'ensemble des dispositifs de récupération d'énergie.



**Figure 5.12** L'énergie totale injectée (en noir) et l'énergie dissipée (en rouge) dans le récupérateur d'énergie piézoélectrique situé à l'arrière du véhicule



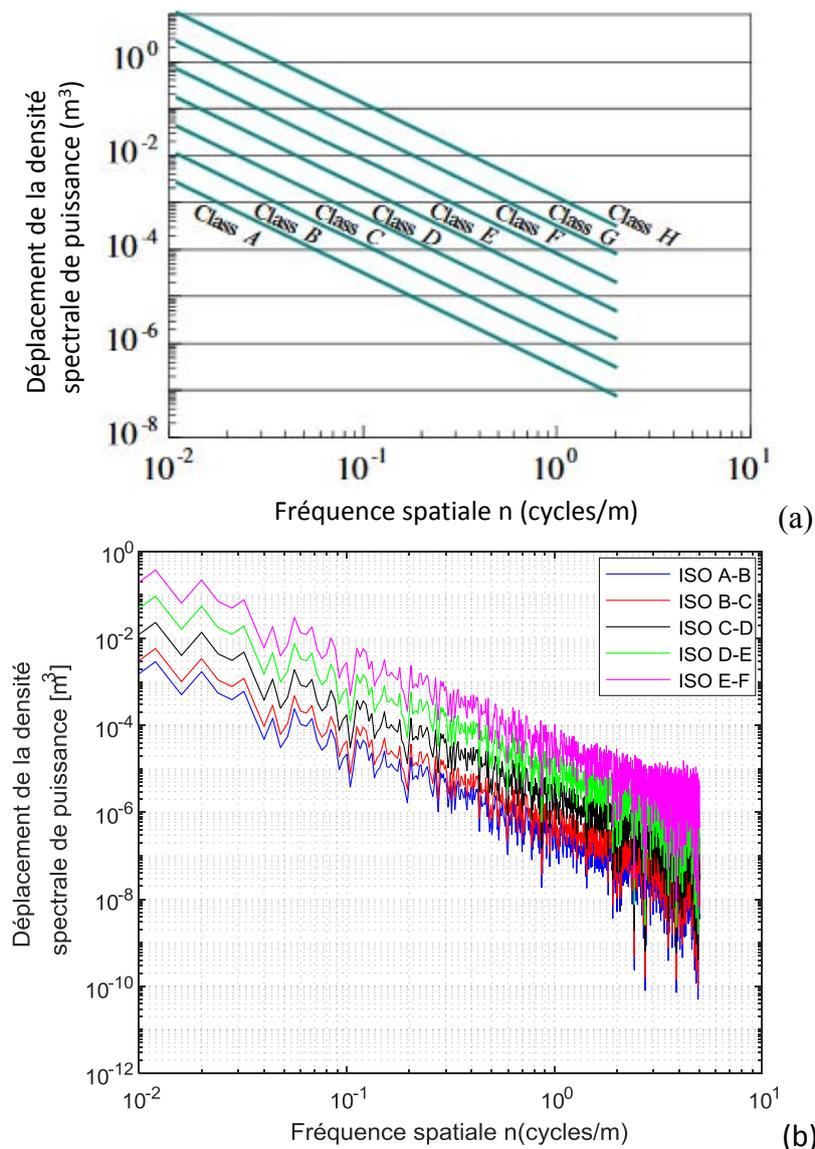
**Figure 5.13** L'énergie totale injectée (en noir) et l'énergie dissipée (en rouge) dans le récupérateur d'énergie électromagnétique situé à l'arrière du véhicule

Afin d'être proche des conditions rencontrées habituellement par les automobilistes, nous nous proposons de réaliser les mêmes simulations mais cette fois-ci avec des profils de route générées aléatoirement correspondant aux revêtements de route de classe A-B et E-F vus dans le **Chapitre 2**. Ces classes de revêtements de route permettent de simuler soit un état de

surface excellent, soit accidenté. Pour le reste de l'étude nous travaillerons avec le modèle de quart de véhicule, mais il est bien sûr tout à fait possible d'étendre ce travail au demi-véhicule.

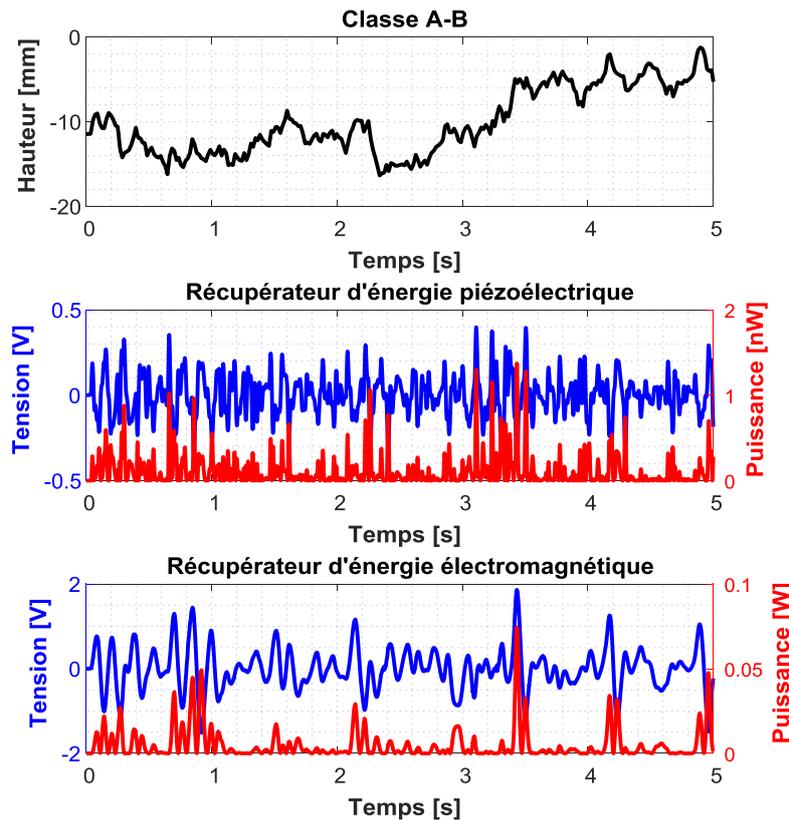
### 5.2.2. Route avec un revêtement de classe A-B

Avant d'entreprendre les simulations, il est nécessaire de vérifier que les profils de route générés artificiellement [LOP 17] à partir des équations issues de la norme ISO 8608 ont des densités spectrales de puissance en accord avec cette même norme. Au vu des **Figures 5.14.a** et **5.14.b**, cela semble être le cas.

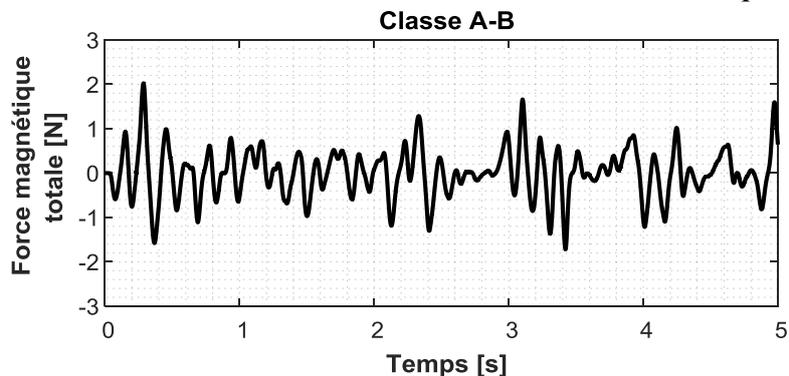


**Figure 5.14** Classification des profils de routes (a) en accord avec la norme ISO 8606 [LOP 17] et profils de routes générés artificiellement utilisés comme variables d'entrée de nos modèles (b)

La **Figure 5.15** illustre les évolutions des puissances et tensions instantanées à la sortie des récupérateurs d'énergies lorsque le véhicule emprunte une route de classe A-B à une vitesse de 20km/h. Bien que la route soit lisse, on peut noter que la puissance en sortie des charges résistives des deux récupérateurs n'est pas complètement nulle. On obtient en effet 1.5nW pour le récupérateur piézoélectrique et 7mW pour le récupérateur électromagnétique. Aussi, cette puissance cumulée sur une large période pourrait tout à fait alimenter un circuit de commande.



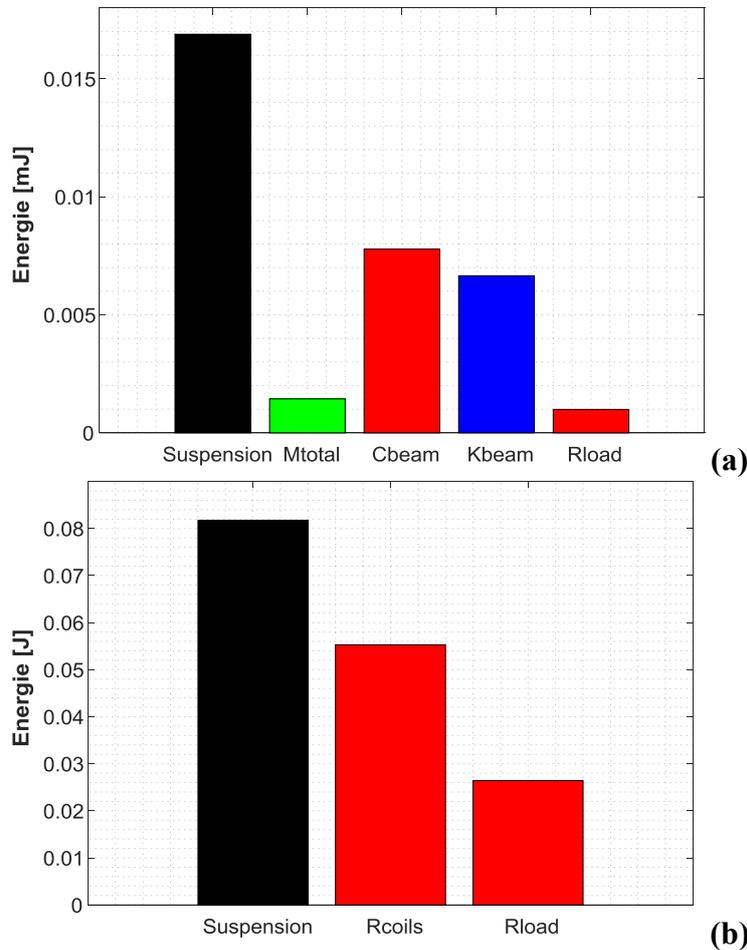
**Figure 5.15** Évolution de la puissance et de la tension instantanées lorsque le véhicule emprunte une route de classe A-B à une vitesse de 20km/h – avec le modèle de quart-véhicule



**Figure 5.16** Évolution de la force magnétique totale lorsque le véhicule emprunte une route de classe A-B à une vitesse de 20km/h – avec le modèle quart-véhicule

Intéressons-nous maintenant aux forces magnétiques générées lors de cette récupération d'énergie. On remarque qu'elles atteignent comme valeur maximale 2N (**Figure 5.16**), ce qui

reste relativement faible. On peut donc en conclure que pour cette vitesse de véhicule et ce type de route, le comportement dynamique de la suspension est très peu perturbé.



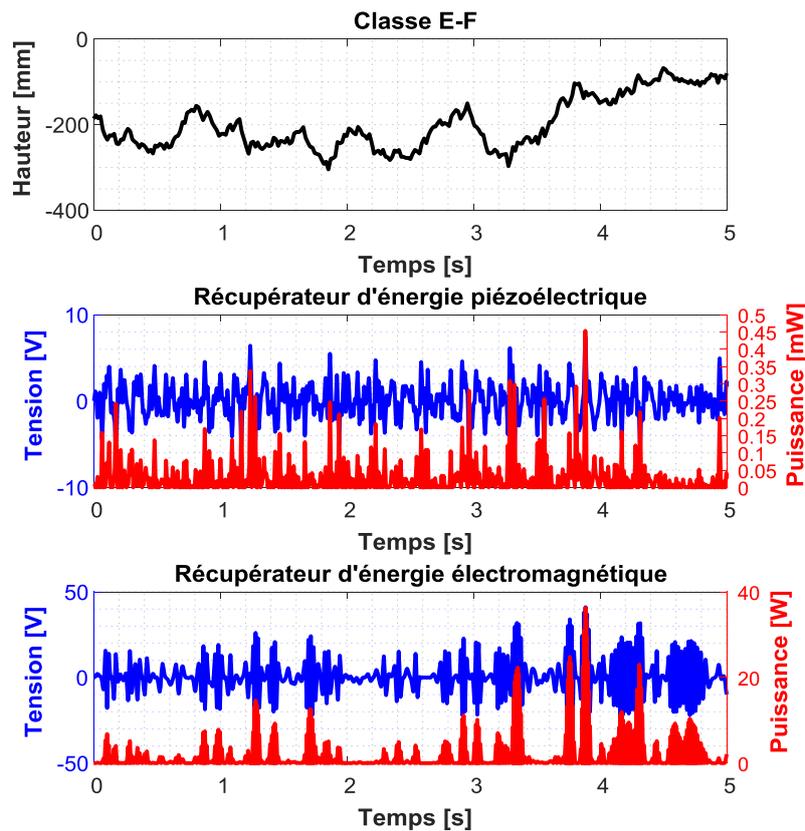
**Figure 5.17** Évolution de l'énergie totale injectée (en noir), de l'énergie cinétique totale (en vert), de l'énergie potentielle totale (en bleu) et de l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le récupérateur d'énergie piézoélectrique (a) et dans le récupérateur d'énergie électromagnétique (b) dans le cas du quart de véhicule

Les **Figure 5.17.a** et la **Figure 5.17.b** dressent le bilan de l'énergie stockée et dissipée dans les deux récupérateurs d'énergie lors du passage du véhicule sur le revêtement de classe A-B. L'énergie injectée dans le récupérateur piézoélectrique et électromagnétique est respectivement de  $16.89\mu\text{J}$  et  $81.71\text{mJ}$ . A l'image des résultats précédents, cette énergie est majoritairement dissipée dans l'amortissement mécanique de la poutre piézoélectrique et dans les enroulements du convertisseur électromagnétique. On obtient en effet pour le premier  $7.783\mu\text{J}$  (soit 46.08% de l'énergie injectée) et  $55.29\text{mJ}$  (soit 67.67% de l'énergie injectée) pour le second. L'énergie totale dissipée par les différentes charges résistives des récupérateurs est respectivement de  $0.9934\mu\text{J}$  (soit 5.88% de l'énergie injectée) et de  $26.42\text{mJ}$  (soit 32.33% de l'énergie injectée). Contrairement au cas précédent du dos d'âne, il est normal que les énergies cinétiques et potentielles ne soit pas nulle car l'excitation due à la rugosité de

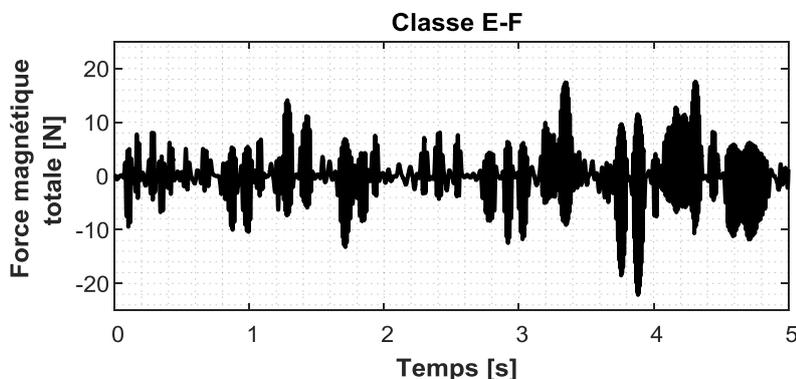
la route est continue. Le régime permanent n'étant jamais atteint, les énergies cinétiques et potentielles représentées par les barres bleu et verte sont le bilan de ces énergies dans la structure à l'instant du bilan.

### 5.2.3. Route avec un revêtement de classe E-F

Une simulation similaire a ensuite été testée avec cette fois-ci une sollicitation en entrée avec un revêtement de route de classe E-F qui comme l'illustre la **Figure 5.18** correspond à un état de surface médiocre voir accidenté avec des trous dans le revêtement.



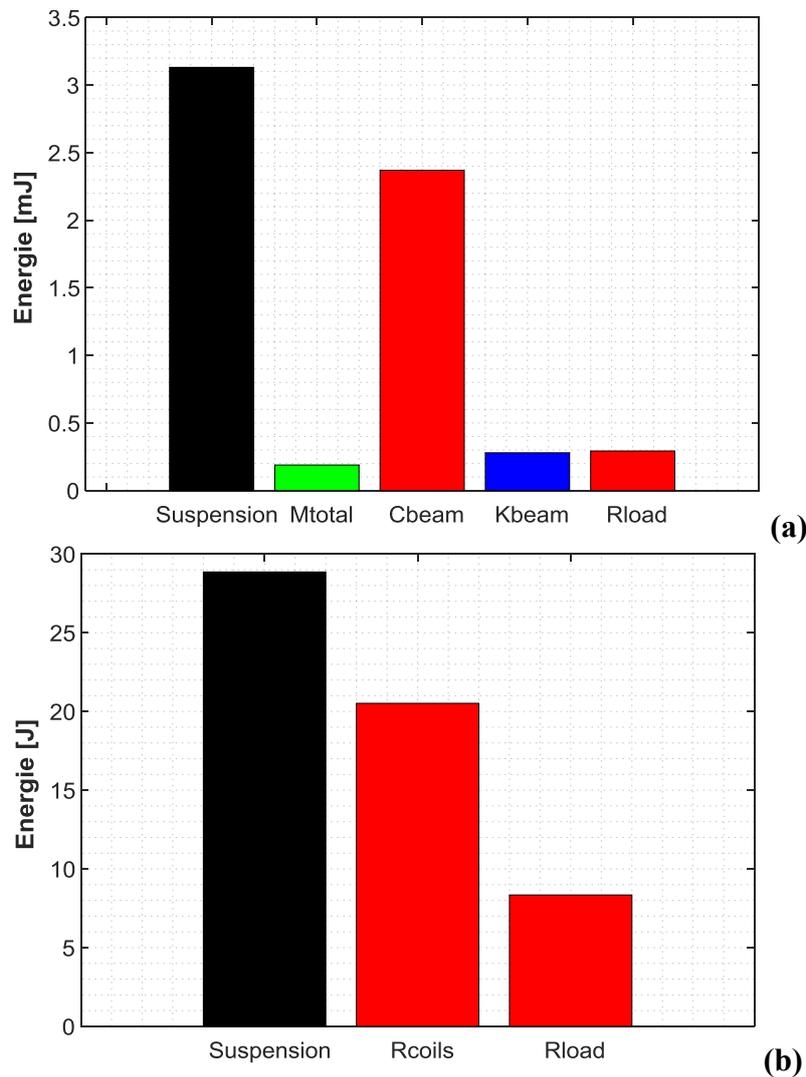
**Figure 5.18** Évolution de la puissance et de la tension instantanées lorsque le véhicule emprunte une route de classe E-F à une vitesse de 20km/h – avec le modèle de quart-véhicule



**Figure 5.19** Évolution de la force magnétique totale lorsque le véhicule emprunte une route de classe E-F à une vitesse de 20km/h – avec le modèle de quart-véhicule

De façon logique, on vérifie que les amplitudes de la tension et de la puissance sont plus

élevées que dans le cas précédent. Les puissances maximales calculées pour les récupérateurs d'énergie piézoélectrique et électromagnétique sont respectivement de 0.4535mW et de 36.32W. Ces ordres de grandeurs démontrent donc la capacité des récupérateurs développés à alimenter des systèmes annexes. Notons toutefois que les forces magnétiques mesurées maximales sont ici de 22.12N (**Figure 5.19**), ce qui n'est plus vraiment négligeable. Cependant, ces forces magnétiques restent faibles comparées à celles présentes à l'origine dans la suspension. On peut donc considérer que le comportement dynamique de la suspension est peu perturbé par la présence des récupérateurs d'énergie avec une perturbation inférieure à 1% sur l'ensemble des variables du système.



**Figure 5.20** L'énergie totale injectée (en noir), l'énergie cinétique totale (en vert), l'énergie potentielle totale (en bleu) et l'énergie dissipée totale (en rouge) dans le récupérateur d'énergie piézoélectrique (a) et dans le récupérateur d'énergie électromagnétique (b) dans le cas du quart de véhicule

Les **Figures 5.20.a** et **5.20.b** donnent le bilan des énergies stockée et dissipée au sein des deux récupérateurs d'énergie lors du passage du véhicule sur le revêtement de classe E-F. Les

énergies injectées vers les récupérateurs piézoélectrique et électromagnétique sont respectivement de 3.131mJ et 28.86J. Une nouvelle fois, une partie de l'énergie est majoritairement dissipée au sein de la poutre et dans les enroulements du convertisseur électromagnétique. On calcule des dissipations de 2.37mJ (soit 75.69% de l'énergie injectée) et de 20.52J (soit 71.10% de l'énergie injectée). L'énergie totale dissipée à travers les différentes charges résistives est respectivement de 0.2926mJ (soit 9.35% de l'énergie injectée) pour le convertisseur piézoélectrique et de 8.345J pour le convertisseur électromagnétique (soit 28.92% de l'énergie injectée).

Lorsque l'on compare les énergies dissipées dans les charges résistives pour les revêtements de classe A-B et de classe E-F, on observe une variation conséquente de 99.66% pour le récupérateur piézoélectrique et de 99.68% pour le récupérateur électromagnétique. Ce résultat est cohérent sur des routes passant d'un revêtement excellent à médiocre.

Nous pouvons donc en conclure qu'en fonction du type de route il est possible d'alimenter, soit en continu, soit de façon périodique un circuit de commande annexe. Notre étude pourrait être bien sûr élargie à l'évolution de l'énergie en fonction de la vitesse du véhicule puisque cette dernière doit aussi jouer un rôle sur la puissance récupérée.

### 5.3. PRISE EN COMPTE DU SYSTEME DE STOCKAGE ET DE RESTITUTION DE L'ENERGIE

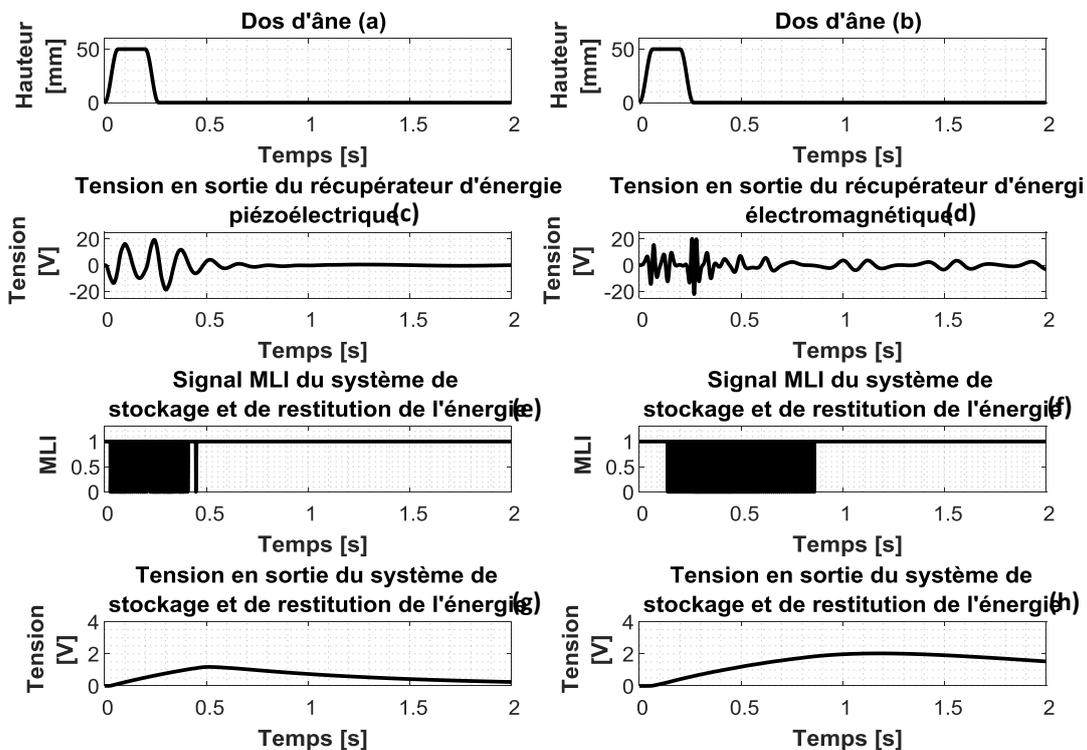
Afin d'analyser les possibilités d'alimentation, la charge résistive en sortie des récupérateurs d'énergie est dorénavant remplacée par un circuit de stockage et de restitution de l'énergie. Ce circuit électronique a comme principal avantage de délivrer une tension continue en sortie lorsque l'énergie emmagasinée est suffisamment importante. La tension fournie par ce type de circuit a une valeur constante de 3.3V avec un courant maximal de 100mA. Notons également que ce système est capable de fonctionner par intermittence car il est doté d'un élément de stockage permettant d'emmagasiner l'énergie sur un condensateur à film plastique comme abordé dans le **Chapitre 1** ayant un courant de fuite faible.

#### 5.3.1. Dos d'âne standard avec le modèle Bond Graph de quart de véhicule

A l'image de ce qui avait été proposé dans le cas de la charge résistive, une première simulation a donc été effectuée avec un dos d'âne standard et une vitesse pour le véhicule de 30km/h. Les courbes des **Figures 5.21.a** et **5.21.b** représentent le dos d'âne, la tension en

sortie du récupérateur d'énergie  $V(t)$ , le signal émis par la modulation de largeur d'impulsion (MLI) et la tension en sortie du système de stockage et de récupération d'énergie pour les deux types de convertisseurs. La MLI convertit la tension en sortie des convertisseurs (Figures 5.21-c et 5.21 d) en une tension pouvant atteindre une valeur maximale de 3.3V (Figures 5.21-g et 5.21 h). Elle repose sur la génération d'une tension carrée à rapport cyclique variable comme illustrée sur les Figures 5.21-e et 5.21-f lorsque le seuil de fonctionnement est atteint.

Les résultats montrent clairement qu'il est possible de stocker de l'énergie quand la suspension est soumise à une forte et simple accélération et ce quelque soit le récupérateur d'énergie. La tension du système de stockage et de restitution de l'énergie en sortie reste cependant inférieure à 3.3V. La résistance de charge est de  $100\Omega$ .

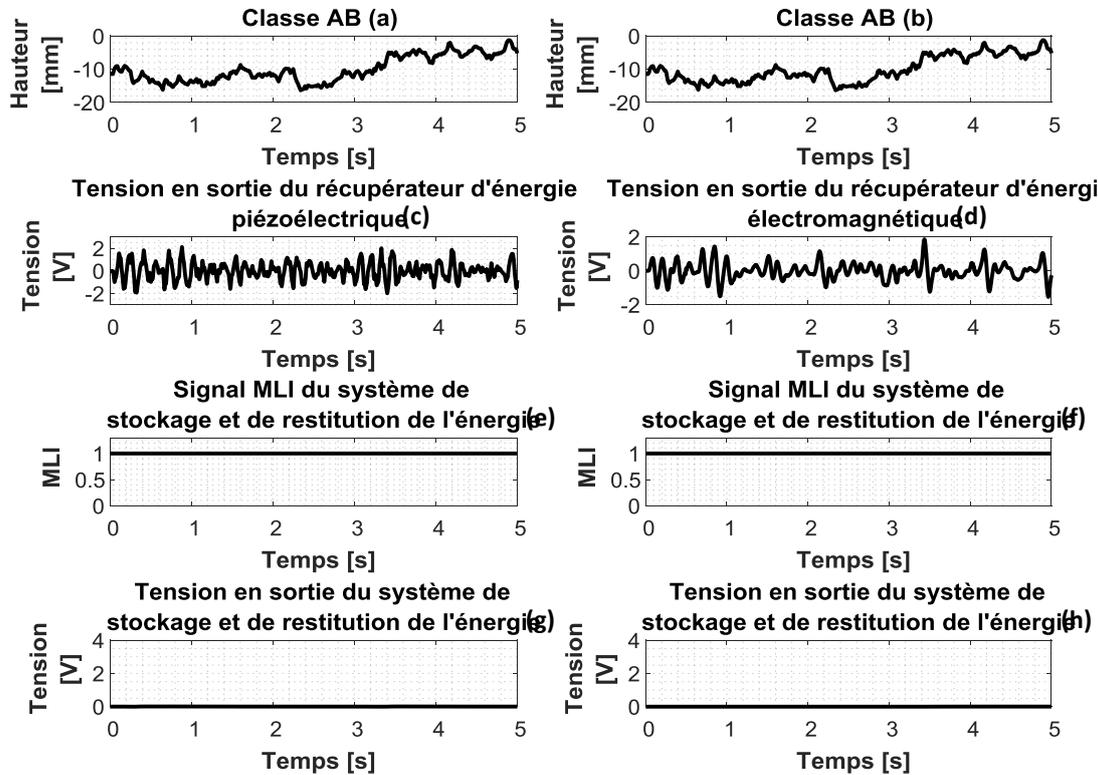


**Figure 5.21** Résultats en sortie des récupérateurs d'énergie avec le modèle de quart de véhicule : (a) et (b) Sollicitation appliquée au véhicule (dos d'âne), (c) et (d) Tension mesurée en sortie des récupérateurs d'énergie, (e) et (f) Signal MLI du système de stockage et de restitution de l'énergie, puis (g) et (h) Tension en sortie des deux systèmes de stockage et de restitution de l'énergie

### 5.3.2. Route avec un revêtement de classe A-B

Nous sommes ensuite intéressés aux performances des récupérateurs d'énergie dans le cas d'une sollicitation en entrée avec un revêtement de route de classe A-B comme l'illustrent les Figures 5.22.a et 5.22.b. Comme cela pouvait être prévisible étant donné l'excellent état de

surface de la route, la tension en sortie des récupérateurs est nulle (**Figures 5.22-g et 5.22 h**) et le signal MLI n'est donc pas actif une seule fois (**Figures 5.22-e et 5.22 f**), ce qui était prévisible car il est dessous du seuil du circuit qui est de 3.3V. En effet, les tensions en sortie des deux récupérateurs d'énergie sont insuffisantes (**Figures 5.22-c et 5.22 d**).



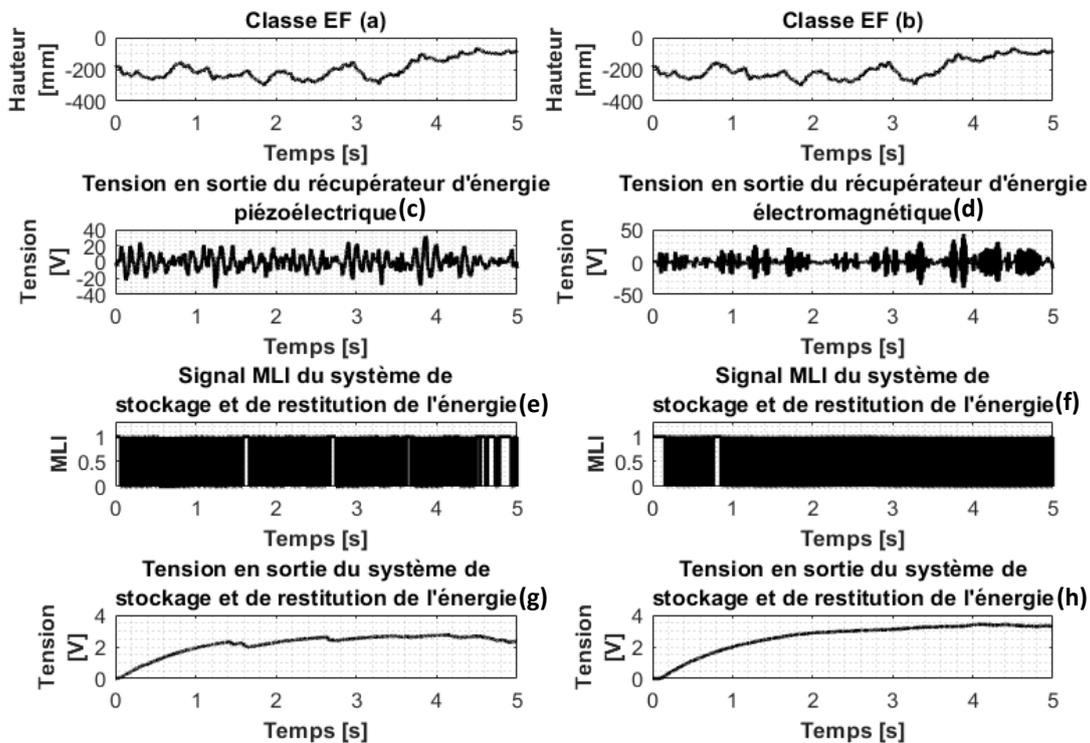
**Figure 5.22** Résultats en sortie des récupérateurs d'énergie avec le modèle de quart de véhicule : (a) et (b) Sollicitation appliquée au véhicule (classe AB), (c) et (d) Tension mesurée en sortie des récupérateurs d'énergie, (e) et (f) Signal MLI du système de stockage et de restitution de l'énergie, puis (g) et (h) Tension en sortie des deux systèmes de stockage et de restitution de l'énergie

### 5.3.3. Route avec un revêtement de classe E-F

Le cas du revêtement de route de classe E-F a ensuite été abordé aux **Figures 5.23.a et 5.23.b**. Comme attendu, la tension en sortie des récupérateurs est maintenue à 3.3V (**Figures 5.23-g et 5.23 h**). Même si les niveaux d'énergie récupérés sont différents entre les deux types de technologies assurant la conversion mécanique-électrique, il est toujours possible d'utiliser ce même circuit de restitution et de stockage de l'énergie pendant de courtes périodes.

A la lecture des résultats, on voit clairement qu'il est possible d'alimenter en continu un circuit annexe avec un revêtement de type médiocre de classe E-F. La consommation maximale est ainsi définie. Comme vu à la **Section 1.2.2 du Chapitre 1** et notamment à la

**Figure 1.5**, il est dorénavant possible d'alimenter en continu une transmission sans fils de type Zigbee.



**Figure 5.23** Résultats en sortie des récupérateurs d'énergie avec le modèle de quart de véhicule : (a) et (b) Sollicitation appliquée au véhicule (classe EF), (c) et (d) Tension mesurée en sortie des récupérateurs d'énergie, (e) et (f) Signal MLI du système de stockage et de restitution de l'énergie, puis (g) et (h) Tension en sortie des deux systèmes de stockage et de restitution de l'énergie

#### 5.4. CONFRONTATION SIMULATION ET EXPERIENCE DANS UN CAS REEL POUR LE RECUPERATEUR D'ENERGIE PIEZOELECTRIQUE

##### 5.4.1. Description du dispositif expérimental

Afin de vérifier les résultats issus des simulations, des tests sur route ont ensuite été entrepris avec l'ensemble du système de récupération piézoélectrique embarqué dans une voiture (**Figure 5.24**). Pour ce faire, le boîtier intégrant notre poutre piézoélectrique a été attaché au triangle inférieur de la suspension avant gauche, en s'approchant au plus près du moyeu de la roue. Cet emplacement comme le présente la **Figure 5.24-a**, offre une surface plane suffisante pour l'installation du boîtier sans gêner la dynamique de la suspension. Un ordinateur retransmet en temps réel la tension mesurée en bout de poutre (**Figure 5.24-b**) lors des essais et enregistre les données utiles à notre analyse.



**Figure 5.24** Poutre piézoélectrique attachée à la masse non-suspendue d'une voiture (a). Des tests ont été réalisés pour plusieurs vitesses de véhicule (b)

Plusieurs types de routes ont ainsi été parcourus et analysés, de même que le passage d'obstacle tel le passage de voie de tramway comme l'illustre la **Figure 5.25**.



**Figure 5.25** Voies de tramway traversée lors des essais sur route

#### 5.4.2. Confrontation simulation/expérience

Dans ce cadre, deux situations ont été testées : la première correspondant à des essais sur route respectivement à 10km/h (**Figure 5.26**) et à 30km/h (**Figure 5.27**), tandis que la deuxième situation coïncidait au passage du véhicule sur des voies de tramway (**Figure 5.28**). Les essais ont été réalisés sur une route de classification A-B.

Sur les **Figures 5.26** et **5.27**, nous pouvons remarquer que la puissance est faible et ce, quelque soit la vitesse du véhicule. Les valeurs de puissance mesurées sont de l'ordre de 0.001mW à 0.021mW pour une vitesse de 10km/h (**Figure 5.26**) et varient entre 0.01mW et 0.07mW pour une vitesse de 30km/h (**Figure 5.27**). Cependant, l'énergie sur une longue période est significative et pourrait être utilisée pour alimenter des capteurs.

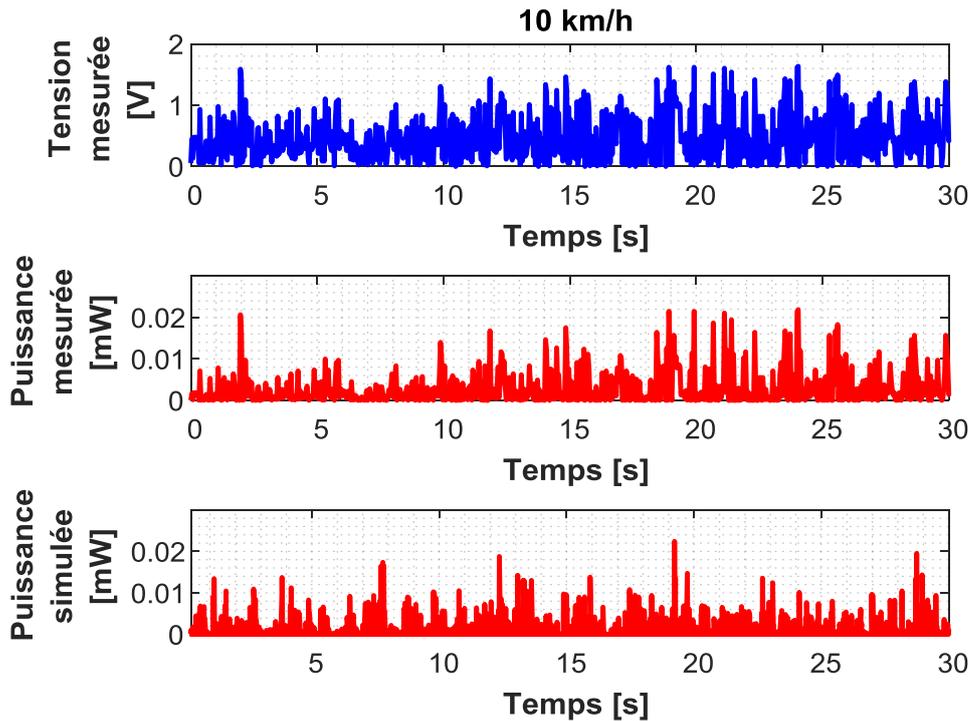


Figure 5.26 Comparaison des mesures expérimentales avec les résultats de simulation obtenus avec des profils artificiels pour une vitesse de véhicule de 10km/h

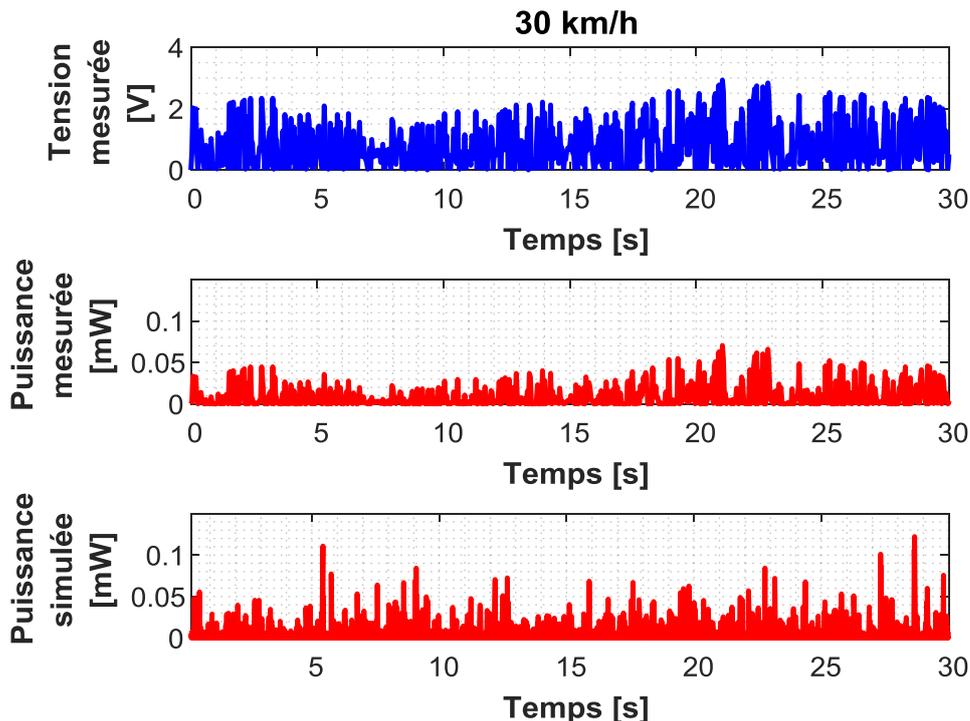
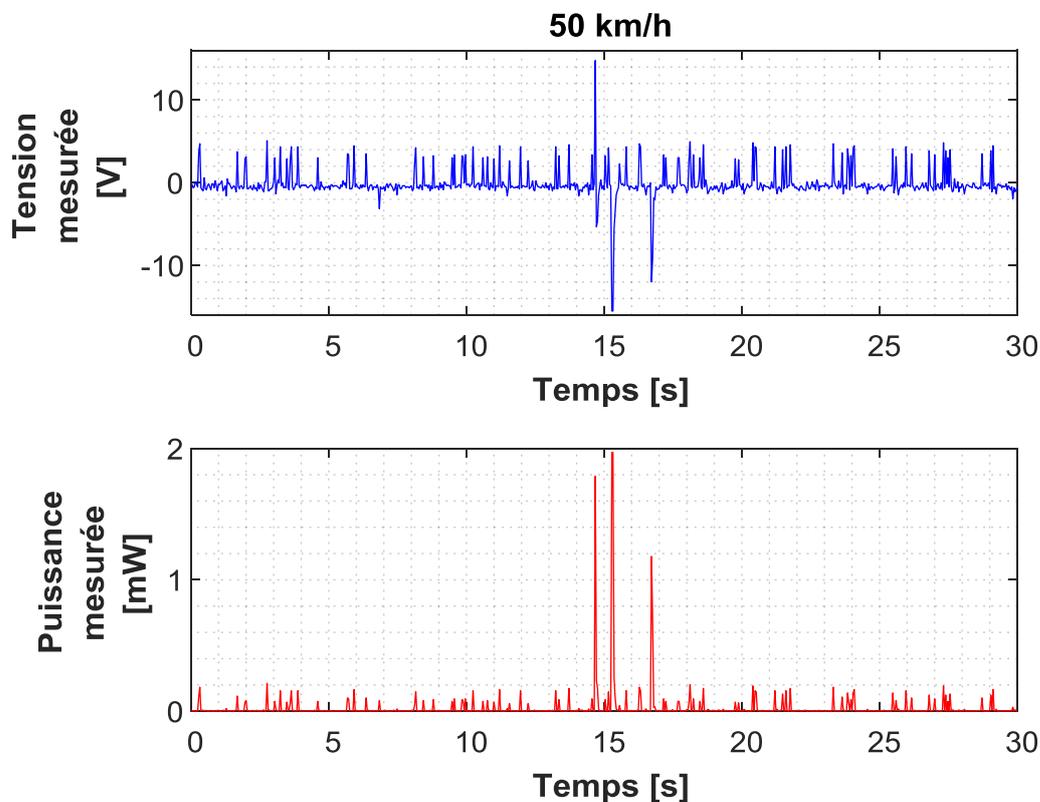


Figure 5.27 Comparaison des mesures expérimentales avec les résultats de simulation obtenus avec des profils artificiels pour une vitesse de véhicule de 30km/h

Des simulations à partir du modèle BG ont ensuite été effectuées. L'analyse des puissances récupérées simulées avec un profil de route généré artificiellement [LOP 17] à partir des équations issues de la norme ISO 8608 à une vitesse de 10km/h (Figure 5.26) et de 30km/h (Figure 5.27) montre un bon accord avec les résultats expérimentaux. La forme chaotique de

la tension mesurée que ce soit pour la **Figure 5.26** ou bien la **Figure 5.27** est en accord avec celle obtenue par le modèle quart de véhicule. La variation des plages de puissance est sensiblement identique. Cette configuration valide définitivement les prédictions de nos simulations et démontre que le modèle développé est représentatif de la réalité.

La **Figure 28** donne les puissances et tensions mesurées quand le véhicule traverse les rails du tramway avec une vitesse de 50km/h. Avant et après le passage du véhicule sur les rails du tramway, le signal est de type chaotique comme précédemment car issu du passage du véhicule sur la route. On remarque très clairement sur ces courbes que les pics correspondant au franchissement des rails apparaissent à  $t = 15s$ . La puissance mesurée maximale est de l'ordre de 1.97mW.



**Figure 5.28** Tension et puissance mesurée lors de la traversée des voies de tramway par le véhicule à une vitesse de 50km/h

Bien que le convertisseur électromagnétique ait été intégré à un véhicule électrique Twizy nous n'avons cependant pas pu le tester dans les mêmes conditions. La principale raison est que cela nécessite une instrumentation plus poussée. Des travaux dans ce sens sont en cours actuellement.

### CONCLUSION

Ce chapitre avait pour objectif de simuler à la fois la suspension du véhicule mais également les systèmes de récupération d'énergie en vue d'estimer la quantité d'énergie qu'il est possible de stocker. Dans un premier temps, des simulations ont été entreprises en utilisant en sortie des récupérateurs une charge résistive puis dans un second temps, un circuit électronique de restitution et de stockage de l'énergie a été proposé. En entrée des modèles de suspension, des sollicitations ponctuelles comme le passage du véhicule le long d'un dos d'âne standard et des sollicitations continues avec des profils de route différentes de type excellent à médiocre ont été étudiés. Enfin, des essais sur route ont été entrepris avec succès et comparés avec les résultats de la simulation afin de valider nos modèles et vérifier des prédictions effectuées.

De ces simulations, il ressort qu'il est tout à fait possible d'alimenter un circuit annexe avec une puissance continue de 0.33W lorsque la route est de qualité médiocre et ce avec des niveaux d'énergie différents en sortie des deux récupérateurs. Cette puissance est en accord avec la tension constante de 3.3V et le courant maximal de 100mA en sortie du système de stockage et de restitution de l'énergie.

Même si la puissance piézoélectrique requise pour alimenter directement un système n'est pas atteinte par notre technologie, afin de satisfaire à ces besoins on peut imaginer que ce système puisse fonctionner par intermittence en réalisant des contrôles réguliers. Comme vu dans la **Section 1.2** du **Chapitre 1**, si on applique :  $P_1 = 0.01W$  qui correspond à la puissance récupérée par le sous-système,  $P_2 = 0.33W$  la puissance consommée par le circuit à alimenter, et  $\Delta t_1 = 2s$  qui donne le temps de contrôle à l'équation (1). Alors équation (1) nous donne l'intervalle de temps  $\Delta t_2$  entre deux opérations, et correspond à  $t_2 = 66s$ . De même, le ratio de temps est de  $\Delta t_2 / \Delta t_1 = 33$ . Il est tout à fait possible d'obtenir un système unique assurant la conversion et la mise en place des opérations saines de la structure.

Notons ici que le niveau de puissance électromagnétique est plus important et peut alimenter ce type de système après bien sûr avoir adapté l'énergie en sortie de celui-ci avec un système de stockage et de restitution de l'énergie.

## Conclusion

## CONCLUSION

---

Dans le **chapitre 1**, nous avons analysé les flux d'énergie dans une suspension automobile de type Macpherson et nous avons établi un état de l'art afin de mettre en évidence le besoin de bien positionner les récupérateurs d'énergie dans la suspension afin d'optimiser cette dernière.

De ces études, il ressort qu'une des localisations les plus propices à la récupération d'énergie dans la suspension se situe au niveau de l'amortisseur. Bien qu'il existe d'autres emplacements, le choix concernant les récupérateurs d'énergie s'est dirigé vers l'exploitation du mouvement de débattement du piston dans le corps de l'amortisseur pour la conversion électromagnétique ainsi que les vibrations mécaniques issues de la masse non-suspendue pour la conversion piézoélectrique. Au vu de l'amplitude des mouvements dans ces deux cas de figure et après analyse de l'état de l'art, les conversions piézoélectriques et électromagnétiques ont été adoptées.

Les choix technologiques se sont alors portés d'une part sur l'intégration d'une poutre résonante piézoélectrique sur la masse non-suspendue de la voiture, et d'autre part, sur l'intégration d'un récupérateur électromagnétique dans le corps de l'amortisseur.

Dans le **chapitre 2**, nous nous sommes appuyés sur la réalisation d'un état de l'art sur les sources d'excitation et sur la réponse mécanique et acoustique du véhicule, afin de caractériser la suspension automobile. Pour ce faire, nous avons analysé son comportement mécanique en fonction d'une source d'excitation liée à la route à l'aide de l'approche BG bien adaptée à la représentation des échanges d'énergie des systèmes multi-physique, mais aussi pour sa simplicité de mise en œuvre et sa rapidité de calcul. De plus, l'analyse des échanges d'énergie dans les systèmes représentés par cette méthode est facilitée et c'est donc cette dernière qui sera employée pour la suite de notre étude.

D'après notre état de l'art, l'excitation liée à la route est la plus exploitable et contribue largement à l'excitation mécanique de nombreuses parties mécaniques du véhicule. En outre, il apparaît que les modes de vibrations les plus intéressants pour notre étude sont les modes de

corps rigide en raison des grands déplacements obtenus et des choix de nos récupérateurs d'énergie.

A partir des modèles de suspension présents dans la littérature, nous avons ensuite sélectionné les représentations du quart et du demi-véhicule correspondant à nos attentes. Après simulation, l'analyse de la décomposition de l'énergie injectée au système de suspension a mis en évidence qu'une grande quantité de cette énergie est dissipée dans l'amortisseur mais qu'une partie suffisamment significative peut être transformée en énergie électrique via des récupérateurs d'énergie.

Dans les chapitres suivants, nous avons défini les récupérateurs d'énergie piézoélectrique dans le **chapitre 3** et électromagnétique dans le **chapitre 4** pour aboutir à leur intégration dans le modèle de la suspension.

Afin de démontrer la faisabilité des deux technologies et de proposer un fonctionnement optimal pour chacune d'elles, nous avons mis en place et testé une configuration adaptée à notre cahier des charges au travers d'une poutre piézoélectrique résonante et d'un convertisseur électromagnétique intégré à un amortisseur.

Plus précisément, dans le **chapitre 3**, la conception de notre configuration piézoélectrique s'est appuyée sur deux modèles BG : un modèle à approche localisée et un modèle à approche distribuée. Les légères différences observées entre ces deux modèles, nous ont amené à n'utiliser que le modèle à approche distribuée pour des raisons de précision. Une confrontation des résultats de ce modèle avec des expériences a servi à démontrer sa validité.

De plus, cette étude a permis de mettre en valeur les performances de la dernière configuration de poutre testée avec une masse en bout de poutre de 10g dont la première fréquence de résonance de 42.5Hz est proche de l'une des fréquences de résonance du véhicule. La puissance maximale en sortie de celle-ci à cette fréquence est de 1.1mW au borne de sa résistance optimale  $R = 122k\Omega$ . Ensuite, une dernière partie a été consacrée à une étude paramétrique en fonction du matériau, des dimensions géométriques du récupérateur d'énergie dont nous avons déduit la configuration la plus adaptée à notre cahier des charges.

Dans le **chapitre 4**, les expérimentations et les simulations à l'aide de la MEF ont été conduites afin de proposer un dimensionnement optimal de la structure du convertisseur. Ce travail a permis d'obtenir une puissance maximale en sortie du convertisseur tout en réduisant au maximum les contraintes dues aux forces magnétiques qui perturbent le mouvement

## Conclusion

naturel de l'amortisseur de l'automobile. En outre, la loi non-linéaire régissant le comportement des forces magnétiques a pu en être déduite et injectée directement dans un modèle BG simplifié de l'ensemble du système de conversion électromagnétique.

Pour conclure cette étude, dans le **chapitre 5**, les modèles Bond Graph des deux récupérateurs validés expérimentalement dans les **chapitre 3** et **4** ont été intégrés aisément de par leurs formes graphiques et leurs natures physiques, au modèle BG de quart et de demi-véhicule présentés dans le **chapitre 2** afin de conclure quant aux possibilités d'alimenter des systèmes connexes. L'énergie globale récupérable sur le véhicule en sortie des convertisseurs a pu alors être quantifiée.

Cette étude démontre la faisabilité d'utiliser ces deux types de récupérateurs puisque des sollicitations d'entrée ponctuelles comme le dos d'âne standard et des sollicitations continues avec des profils de route différents de type excellent à médiocre avec dans premier temps, une charge résistive en sortie des récupérateurs puis dans un second temps, avec un circuit électronique de restitution et de stockage de l'énergie, ont conduit à la récupération d'énergie utile.

De ces simulations, on peut conclure qu'il est tout à fait possible d'alimenter un circuit connexe avec une puissance continue de 0.33W lorsque la route est de qualité médiocre et ce avec des niveaux d'énergie différents en sortie des deux récupérateurs. Il est possible d'alimenter ponctuellement ceux-ci et ceci tout particulièrement pour la technologie piézoélectrique.

En effet, la puissance piézoélectrique requise pour alimenter directement un système afin de réaliser des opérations de maintenance prédictive, par exemple, n'est pas atteinte par notre technologie. Afin de satisfaire à ces besoins, ce système pourrait fonctionner par intermittence en réalisant des contrôles réguliers. Il est tout à fait possible d'obtenir un système unique assurant la conversion et la mise en place des opérations santé de la structure.

Le niveau de puissance électromagnétique est au contraire plus important et peut alimenter ce type de système après bien sûr avoir adapté l'énergie en sortie de celui-ci avec un système de stockage et de restitution de l'énergie. Enfin, des tests sur route ont été entrepris avec succès et comparés avec des résultats de simulation issus du modèle BG complet intégrant la poutre piézoélectrique.

Pour conclure, cette thèse nous a permis de répondre à notre problématique de départ qui était de quantifier l'énergie récupérable à partir de deux convertisseurs implantés dans une suspension automobile lorsque le véhicule est en mouvement. On sait dorénavant qu'il est possible d'alimenter par intermittence des capteurs de mesure ou bien des actionneurs avec le convertisseur piézoélectrique et de façon continue des Leds et de l'électronique de commande avec le convertisseur électromagnétique.

*Les perspectives de cette thèse sont les suivantes :*

La première perspective à ce travail est de réaliser des essais sur route intégrant les deux technologies de récupération d'énergie avec des circuits d'extraction d'énergie adaptés. Pour ce faire, tout un dispositif de mesure de précision devra être embarqué sur un véhicule ainsi que les systèmes de récupération d'énergie. Ces tests ont pour vocation de démontrer à la fois l'efficacité de ces convertisseurs mais aussi leurs faiblesses.

Les concepts étant développés et la faisabilité étant démontrée, une nouvelle phase d'optimisation est nécessaire. Il serait souhaitable d'améliorer les performances des systèmes de récupération piézoélectrique, électromagnétique mais aussi celles du circuit de restitution de l'énergie en se basant sur des techniques non-linéaires. Pour la récupération d'énergie piézoélectrique, il serait possible d'utiliser les techniques non-linéaires afin d'accroître le rendement du convertisseur facilitant ainsi le travail en basse fréquence. De même, pour la conversion électromagnétique, une nouvelle configuration non monophasé des tensions en sorties des enroulements pourrait être mise en place afin de réduire les forces magnétiques.

En outre ce travail, l'intégration des systèmes de récupération d'énergie dans la suspension du véhicule pourrait être repensée et améliorée [XIE 18, ZHA 17e]. Cette remarque se porte tout particulièrement sur le système de conversion piézoélectrique. Son positionnement devra à terme s'adapter au mieux à la géométrie de la suspension sans gêner son comportement dynamique.

La conception des récupérateurs d'énergie devrait être plus robuste et faciliter les opérations de maintenance, en vue d'une implantation durable au sein du véhicule. En effet, le travail en basse fréquence du convertisseur piézoélectrique nous a conduit à la réalisation de configurations fragiles. Des études de fatigues devront être menées aux fréquences de résonance du véhicule en phase avec la réalité afin d'en dégager les pistes d'amélioration. Des tests de fatigues devront aussi être menés sur le convertisseur électromagnétique. Pour finir, la

## Conclusion

miniaturisation des deux convertisseurs devra être repensée et le rendement des deux systèmes de récupération mais aussi du circuit du circuit d'extraction de l'énergie devront être soumis à des améliorations.

# Annexes

## ANNEXE 1 : ÉVOLUTION DE LA SUSPENSION AU FIL DES ANS

---

Le premier véhicule pouvant se mouvoir sans traction animale ou humaine fût inventé par Cugnot en 1770. Depuis ce jour, le secteur de l'automobile n'a cessé de progresser. La recherche d'un véhicule de plus en plus sûr et plus performant a entraîné le développement des suspensions automobiles permettant la réduction significative des chocs et améliorant par ce fait le confort comme le montre la **Figure A1**. La première suspension automobile a été inventée en 1904 par William Brush. Elle est apparue sur un véhicule en 1906 sous le nom de *Brush Two-Seat Runabout*, les roues avant du véhicule étant équipées de ressorts hélicoïdaux et les amortisseurs étant montés sur un essieu souple en bois.

Seuls les ressorts de forme hélicoïdale ou à lames équipaient les premières suspensions automobiles, ils jouaient ainsi le rôle d'amortisseur. Les lames en aciers moins onéreuses, facilement modifiables et remplaçables connurent un grand succès auprès des constructeurs, leurs formes étant soit des demi-ellipses ou des trois quart d'ellipses dépendant de la charge à supporter. Les premiers ressorts à lames en acier apparurent seulement à partir de 1804. En 1908, Henry Ford réalise une nouvelle torsion du ressort à lame. Dans ce cas, un seul ressort est monté sur chaque axe lui-même posé transversalement, au lieu d'un ressort sur chaque roue. Le poids et le prix de la suspension en est alors réduit, sans impacter sur la longévité de la suspension. Aujourd'hui, certaines suspensions arrières des véhicules lourds en sont encore équipées. Ces amortisseurs nécessitent cependant une maintenance régulière (écartement des lames et lubrification) pour limiter les bruits de grincement.

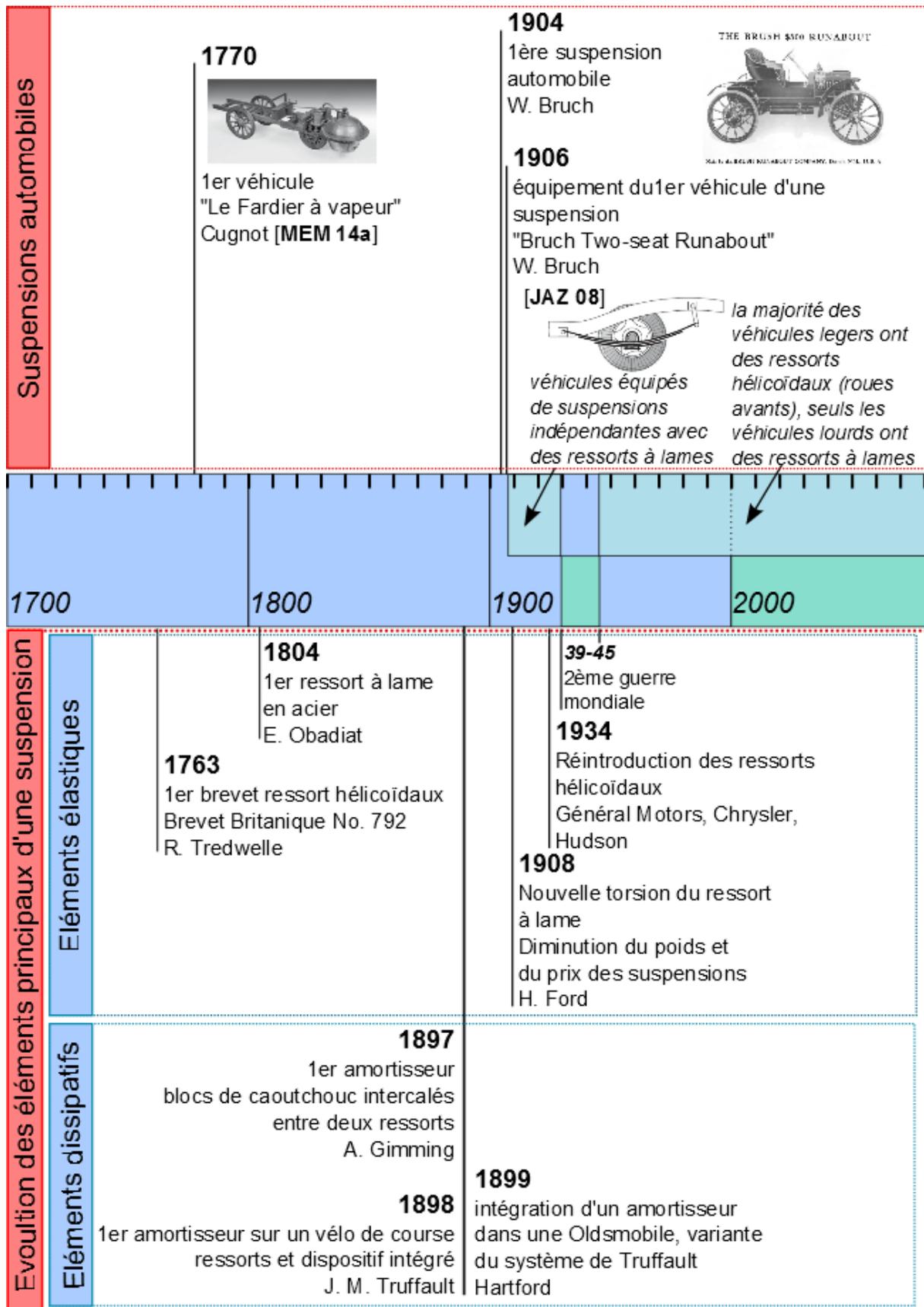


Figure A1. Dates clés de l'évolution de la suspension au fil des ans et sauts technologiques

## Annexes

Même si les premiers brevets de ressorts hélicoïdaux furent déposés en 1763 par R. Tredwell et apparurent donc plus tôt que les ressorts à lames, ils n'équipèrent que bien plus tard la majorité des véhicules. En effet, ce n'est qu'en 1934 que Général Motors, Chrysler et Hudson introduiront les ressorts hélicoïdaux sur les suspensions avant, chaque roue étant alors amortie indépendamment. Le passage d'une technologie de ressort à lame vers une technologie hélicoïdale, s'effectuera après la 2<sup>ème</sup> guerre mondiale. Ainsi, tous les constructeurs ont équipé les véhicules légers avec des ressorts hélicoïdaux sur chaque roue avant. Seuls les véhicules longs et lourds continuèrent d'être équipés de ressorts à lames. Pour sa part, la suspension arrière indépendante devient populaire sur les routes accidentées et sinueuses d'Europe (bonne tenue de route, bonne maniabilité du véhicule).

De nos jours, la qualité des routes a été fortement améliorée et un ressort rigide supporte correctement la charge sur les petites routes ordinaires. Cependant, sa réponse n'est pas optimale lorsqu'il est contraint à de fortes sollicitations. Les ressorts plus légers et plus souples permettent eux de minimiser les chocs importants. Cependant, lors de petits chocs, le corps du véhicule est constamment en mouvement. Dans ce cas, l'amortisseur tubulaire représente un compromis, c'est pourquoi il équipe actuellement la plupart des véhicules, répondant ainsi aux nouveaux besoins en termes de confort et de sécurité.

À l'origine, le premier amortisseur est une invention d'A. Gimming en 1897, des blocs de caoutchouc étant intercalés entre les ressorts à lames et la caisse. Cependant, l'effet des blocs sur la tenue de route en est alors réduit. En 1898, J. M. Truffault monte un amortisseur sur un vélo de course, la suspension du vélo étant suspendue à des ressorts. Un dispositif de friction y est intégré et réduit l'oscillation du vélo. Un an plus tard, Hartford équipe une Oldsmobile d'une variante, système proposé par Truffault. Ce premier amortisseur ajustable est composé de deux leviers articulés entre eux par un amortisseur en caoutchouc placé au point de pivot, un des bras de leviers étant attaché à la structure, l'autre au ressort à lames. Un boulon placé au point de charnière peut être serré ou desserré afin d'augmenter ou diminuer le frottement, offrant une conduite plus rigide ou plus douce.

## ANNEXE 2

## ANNEXE 2 : SUSPENSIONS AUTOMOBILES

L'architecture des suspensions automobiles se distingue en fonction de la dépendance ou non des roues (**Figure A2-a**). En effet, les suspensions peuvent permettre le déplacement vertical de chaque roue du même essieu indépendamment de l'autre c'est le cas des suspensions à roues indépendantes, ou joindre les roues deux à deux, cela correspond aux suspensions à essieu rigide, ou semi-dépendantes. Pour ce dernier exemple, on peut citer l'essieu arrière à poutre de flexion : « Twist-Beam Rear suspension ».

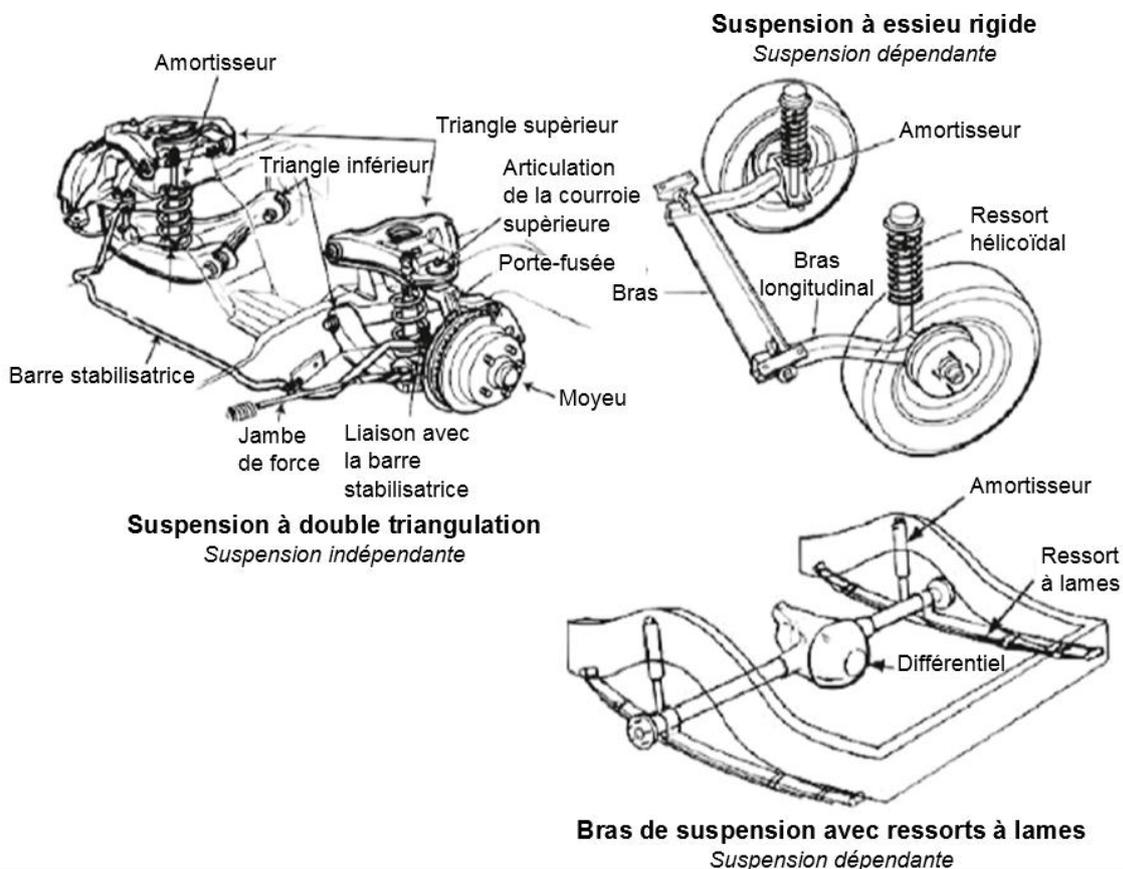


Figure A2-a. Exemples de suspensions dépendantes et indépendantes [BRO 00]

### *a. Suspension dépendante et indépendante*

Les suspensions à essieu rigide font partie des suspensions indépendantes. Les deux roues sont liées et tournent sur une même traverse ou un même essieu qui s'étend sur toute la largeur du véhicule (Satchell Link, Panhard Rod, Watt's Linkage, WOblink, Mumford Linkage, Leaf Spring). L'encombrement et la variation de charge de celles-ci sont importants. En outre, le centre d'inertie du véhicule n'est pas suffisamment abaissé. Le couplage des roues a pour incidence la transmission du mouvement d'une roue sur l'autre par effet gyroscopique. Cela signifie que si une roue rencontre un obstacle, la trajectoire n'est plus maintenue.

Les essieux rigides peuvent être de type :

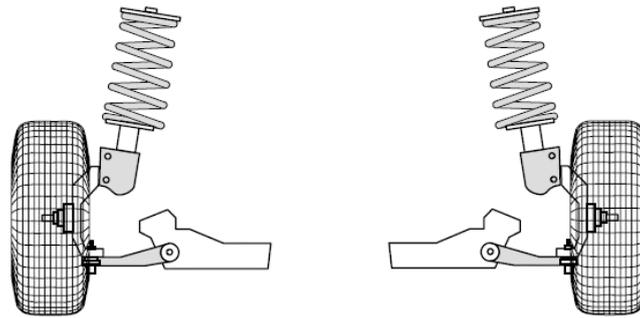
- moteur et assurent la propulsion du véhicule : les roues arrières sont donc motrices.
- liaison entre les deux roues : les voitures à traction en sont équipées et les roues avant sont motrices.
- déformable ou à torsion : cet essieu rigide autorise une certaine indépendance des roues et les roues arrière de la voiture à traction en sont équipées.

La suspension dépendante peut aussi être **semi-rigide** ou à poutre de torsion. Dans ce cas, la poutre liant les deux bras est plus ou moins souple en torsion et la rigidité du bras limite la prise de roulis. De plus, les masses non-suspendues à gauche et à droite de la suspension sont fixées aux extrémités du bras. Ce type de suspension est généralement monté sur les trains arrière des petites tractions et la prise de carrossage est nulle à l'enfoncement de la suspension.

Généralement, les anciens véhicules lourds et tout terrain étaient équipés d'essieu rigide. Ce type d'essieu a été abandonné lorsque la qualité des routes a permis au véhicule de circuler plus rapidement. Les suspensions à roues indépendantes permettent une meilleure robustesse et une fabrication aisée. Comme les conditions d'adhérence ne sont pas identiques sur les quatre roues en même temps, elles doivent être gérées de manière indépendante. Le différentiel de vitesse sert donc à compenser les variations des deux roues.

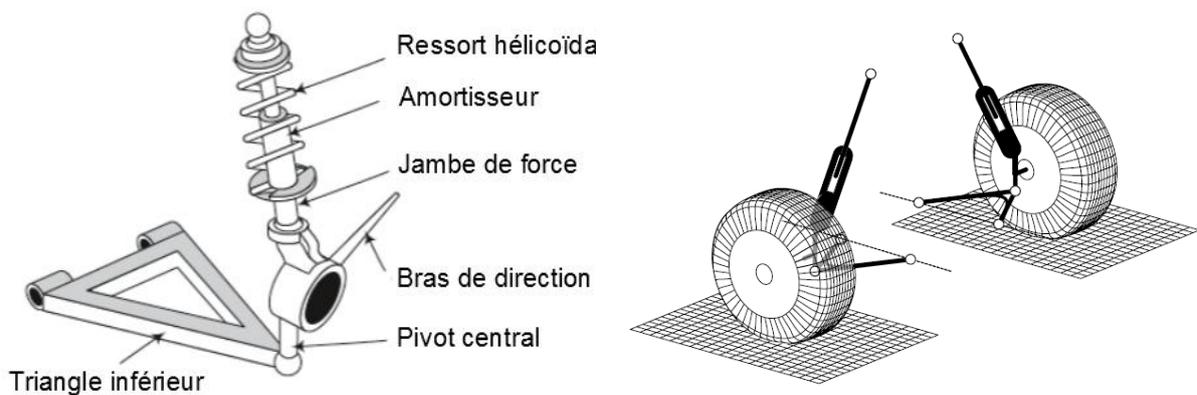
La non-liaison des roues entre elles est assurée avec les *suspensions à roues indépendantes*. Chaque roue est solidaire en rotation à un demi-essieu ou un demi-train autour de son propre axe [**MEM 14b**] (bras latéraux, bras obliques, bras poussées ou tirés). Sur une même voiture, une solution mixte peut être appliquée, les roues sont alors indépendantes les unes par rapport aux autres et l'essieu rigide est monté à l'arrière du véhicule.

*b. Suspension indépendante de type Macpherson*



**Figure A2-b. Suspension indépendante Macpherson (vue frontale) [JAZ 08]**

La suspension de type Macpherson est un système combinant un amortisseur et un ressort (**Figure A2-b**). L'ensemble est fixé au porte-fusée par une rotule et au châssis par une cuvette. Cette suspension est montée principalement sur l'essieu avant à roue indépendante. Elle se compose d'un seul bras de suspension transversal. Le système de ressort hélicoïdal et d'amortisseur concentrique est aussi appelé jambe de force et est fixé de manière rigide au porte-fusée. La barre anti-roulis assure le guidage longitudinal du bras transversal (**Figure A2-c**). Ce type de système est peu coûteux et aide à maintenir la roue perpendiculairement au sol. Une bonne tenue de route latérale est présente lors de la prise de roulis du véhicule.



**Figure A2-c. Suspension Macpherson [JAZ 08, DEY 91]**

La suspension Macpherson est l'une des suspensions les plus couramment employées dans les véhicules actuels, et plus particulièrement pour les deux roues avant.

## ANNEXE 3 : ÉLÉMENTS PRINCIPAUX DANS UNE SUSPENSION

---

Une suspension est composée de trois éléments principaux:

- un élément élastique (ressort hélicoïdal) qui délivre une force proportionnelle et opposée à l'élongation de la suspension,
- un élément d'amortissement (amortisseur) qui dissipe une partie de l'énergie en chaleur. Cette partie fournit une force négligeable lors du régime permanent, mais joue un rôle crucial sur le comportement dynamique de la suspension,
- des éléments mécaniques qui relient la masse suspendue et la masse non-suspendue [SAV 10].

### *a) Les éléments élastiques*

**Les éléments élastiques** maximisent le contact avec le sol en s'adaptant aux conditions de route, suspendent et stabilisent le véhicule. Ils travaillent soit en flexion (ressort à lames), soit en torsion (barre de torsion, ressort hélicoïdal, barre de stabilisation) [FIJ 11].

Les ressorts à lames sont liés par des brides permettant le déplacement entre les lames, à cause des déformations dues aux forces qu'elles supportent. Elles sont assemblées avec un ressort traversant [MEM 14b].

Les barres de torsion sont intégrées aux voitures à suspension dépendante. Cette tige d'acier flexible est fixée au châssis par une extrémité et à l'axe de pivotement du bras de suspension, l'autre extrémité étant soumise à un effort de flexion. Le basculement du bras provoque la rotation de l'extrémité libre de la barre, le décalage angulaire d'une extrémité par rapport à

l'autre produisant une torsion de la barre plus ou moins prononcée. Cette tige se tord quand l'effort est élevé et revient à sa forme initiale par élasticité lorsque l'effort est nul. La déformation élastique de la barre assure les mouvements de montée et de descente de la roue [MEM 14b].

Les ressorts hélicoïdaux assurent une élasticité dans un minimum d'espace, car la déformation est proportionnelle aux efforts. La raideur dépend de la section de la tige et du diamètre du ressort, des spires et du pas d'hélice.

Les barres de stabilisation sont des éléments de sécurité active. Pour éviter le basculement du véhicule dans une courbe (basculement possible), les barres stabilisatrices sont montées sur les axes avant et arrière. Les extrémités de cette barre en acier élastique sont fixées aux supports de la roue. La barre absorbe le couple créée par la contrainte quand une roue s'abaisse lorsque l'autre se lève (virage). De plus, le couple sur la barre maintient le corps du véhicule horizontalement en réponse à un obstacle. L'action de la tige est nulle lors de la conduite en ligne droite.

#### *b) Les éléments d'amortissement*

**Les éléments d'amortissement**, sont des éléments élastiques (amortisseur) qui neutralisent les oscillations de la masse suspendue. L'énergie d'un impact sur une des roues est dissipée pour partie dans le ressort ainsi que dans le corps de l'amortisseur. Le mouvement de rebond induit par l'impact doit être stoppé par l'amortisseur. La dureté de celui-ci est fixe ou bien réglable. Les amortisseurs réglables les plus utilisés sont télescopiques à commande hydraulique.

#### *c) Les éléments mécaniques*

**Les éléments mécaniques**, complètent l'amortisseur et assurent son bon fonctionnement. Ils sont constitués :

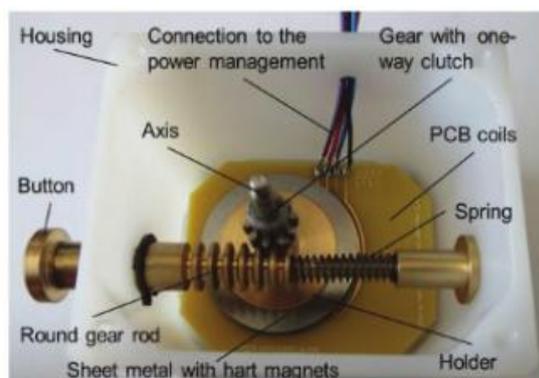
- par des supports et paliers élastiques (isolant élastomère) situés entre les pièces en mouvement du châssis qui assurent un amortissement en réaction d'appui de la suspension en absorbant les chocs. En outre, les paliers lient des composants de la suspension et facilitent les petits déplacements (barre stabilisatrice).
- de rotules de charge (suspension) ou de direction liant la suspension et la direction et permettant son pivotement en maintenant la géométrie des roues.

## Annexes

- de porte-fusée (ou porte moyeu) et de fusée (moyeu) :le porte-fusée relie la fusée où est logée la jante de la roue avec les éléments de la suspension et cette partie supporte le roulement mécanique et indirectement le moyeu. Une action sur la direction oriente cette pièce. Il maintient la partie fixe du système de freinage. À l'intérieur du porte-fusée, le moyeu et le roulement sont montés pour assurer la rotation de la roue.
- par des trapèzes ou des bras de suspension :les trapèzes inférieurs ou supérieurs contrôlent le mouvement des roues et soutiennent l'action du ressort et de l'amortisseur. Ces bras articulés supportent le poids du véhicule. Ils joignent le porte-fusée et la bague avec des éléments élastiques (silentblocs) et les membranes de guidage (rotules).
- par des tiges et des sangles de suspension : ce sont des bras longitudinaux ou transversaux situés entre le corps et le porte-fusée ou entre les trapèzes. Ces éléments de liaison flexibles absorbent les efforts des éléments de suspension par l'intermédiaire des silentblocs ou des roulements élastiques montés aux extrémités.

## ANNEXE 4

## ANNEXE 4 : LA CONVERSION ELECTROMAGNETIQUE



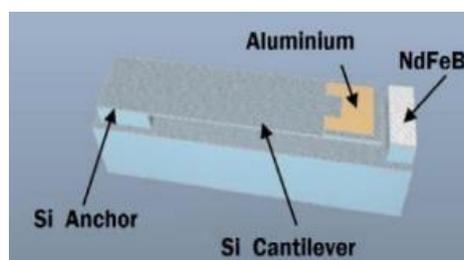
**[DIN 15] Récupérateur électromagnétique rotatif.** Ce système s'actionne en poussant un bouton poussoir. L'énergie générée est de 4mJ avec une charge de 10 $\Omega$ . La tension et le courant maximum en court-circuit sont respectivement de 2V et 800mA.

**[ZHA 16b] Récupérateur électromagnétique avec un système d'engrenage** afin de récupérer l'énergie issue des vibrations des rails. La tension maximale est de 6.45V à 2Hz avec une amplitude de 6mm.



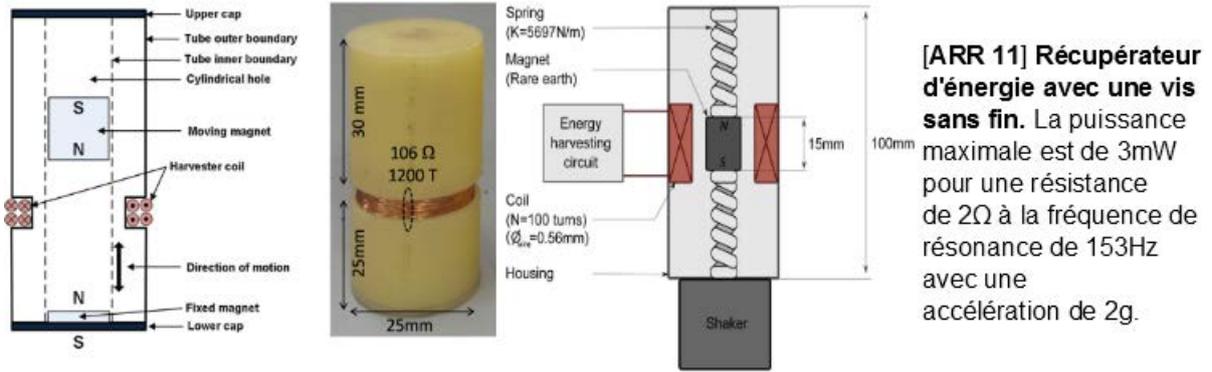
**[ZHA 17c] Récupérateur électromagnétique avec un système d'engrenage (vibrations des rails).** La tension maximale est de 58V à 1Hz avec une résistance de 3 $\Omega$  pour un déplacement de 2.5mm.

**Figure A4-a. Exemples de dispositifs de récupération d'énergie électromagnétique adaptés à la conversion de petits déplacements avec des engrenages de l'ordre du millimètre**



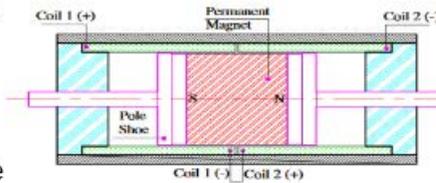
**[KUM 16] Récupérateur d'énergie électromagnétique sous forme de poutre.** La tension maximale est de 2.34mW.

**Figure A4-b. Exemples de dispositifs de récupération d'énergie électromagnétique adaptés aux grands déplacements de l'ordre du centimètre**



**[ARR 11] Récupérateur d'énergie avec une vis sans fin.** La puissance maximale est de 3mW pour une résistance de 2Ω à la fréquence de résonance de 153Hz avec une accélération de 2g.

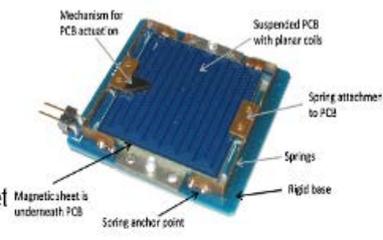
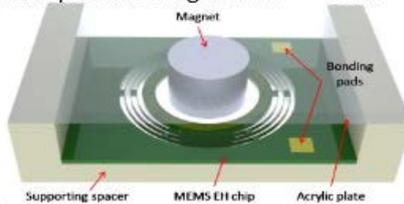
**[CHA 16] Récupérateur d'énergie portable adapté à la marche ou à la course** qui permet la transmission RF de données et de l'alimentation de nombreux capteurs (dans la même thématique [WAN 17a])



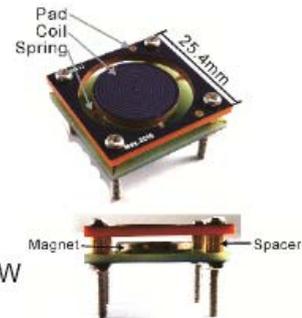
**[ZHU 12] Amortisseur électromagnétique pour les infrastructures civiles**

**Figure A4-c. Exemples de dispositifs de récupération d'énergie électromagnétique adaptés aux grands déplacements de l'ordre du centimètre**

**[LIU 13a] Récupérateur d'énergie MEMS électromagnétique** multifréquence dont 840Hz, 1070 et 1490Hz. Il est possible respectivement pour ces trois fréquences d'obtenir les densités de puissance suivantes : 0.157, 0.014 et 0.117μW/cm<sup>3</sup> à 1g avec R = 626Ω

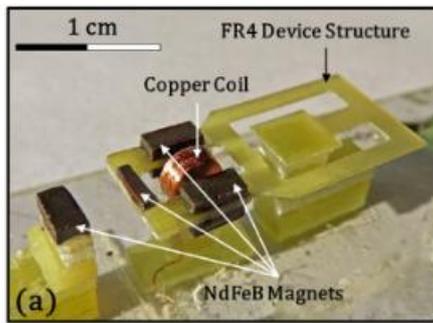


**[ROU 13] Récupérateur d'énergie MEMS électromagnétique.** L'énergie récupérée est de 1.1mJ.

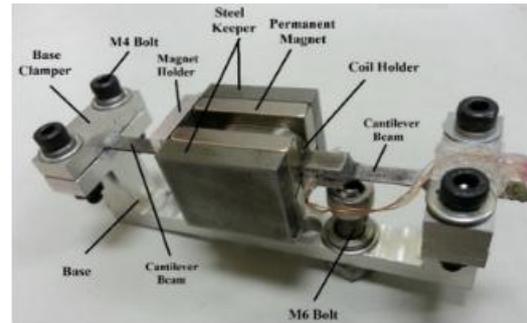


**[LI 17] Récupérateur d'énergie MEMS électromagnétique.** Pour une accélération de 2g, La tension et la puissance maximum sont respectivement de 9.85mV et de 1.24μW de résonance de 155Hz.

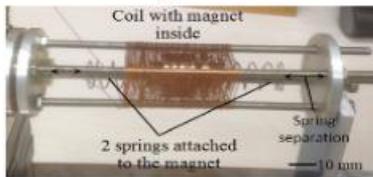
**Figure A4-d. Exemples de dispositifs de récupération d'énergie électromagnétique de type MEMS pour les micro-déplacements**



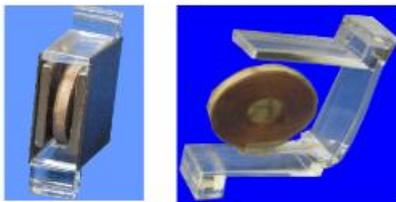
[PRA 14] Convertisseur électromagnétique de type MEMS avec une puissance maximale  $22\mu\text{W}$  pour une fréquence de  $35\text{Hz}$  et une résistance de  $1\text{k}\Omega$  à une accélération de  $0.5g$



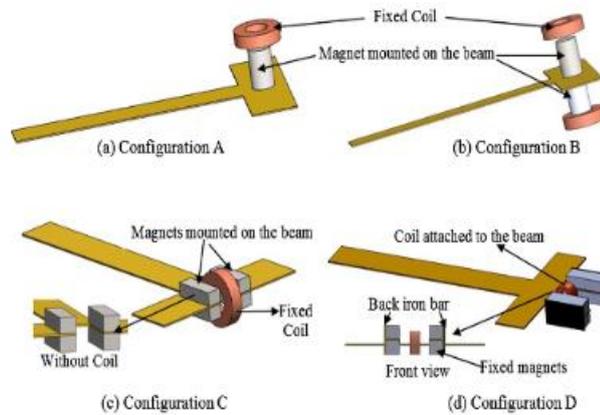
[OOI 14] Convertisseur électromagnétique de type MEMS avec deux poutres en porte-à-faux et capable d'obtenir une tension efficace de  $259.5\text{V}$  pour une fréquence de  $21.3\text{Hz}$ .



[HAR 15] Convertisseur électromagnétique dans un tube résonant à  $10\text{Hz}$ . La puissance maximale est de  $360\text{mW}$  avec une amplitude de  $10\text{cm}$ .



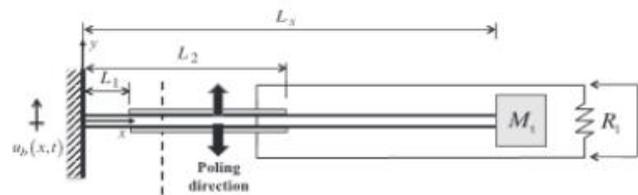
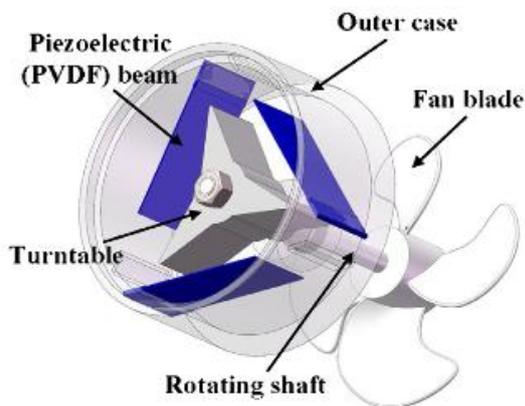
[ASH 13] Convertisseur électromagnétique de type MEMS résonant à des fréquences inférieures à  $18\text{Hz}$ . A  $10.3\text{Hz}$ , la tension maximale est de  $3.88\text{V}$  et la puissance de  $5.02\text{mW}$  avec une résistance optimale de  $3\text{k}\Omega$  à  $1g$



[SID17] Les configurations de poutres suivantes permettent d'obtenir les résultats ci-après :  $105.4\text{mV}$  et  $1.35\text{mW}$  à  $6.29\text{Hz}$  pour une accélération de  $0.8\text{m/s}^2$  avec une résistance de  $8.2\Omega$ . De même, il est possible d'obtenir  $35.2\text{mV}$  et  $0.22\text{W}$  à  $7\text{Hz}$  pour une même accélération et une résistance de  $5.6\Omega$ .

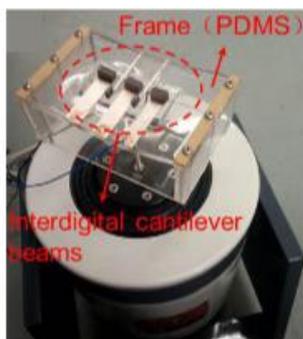
Figure A4-e. Exemples de dispositifs de récupération d'énergie électromagnétique basse fréquence

## ANNEXE 5 : LA CONVERSION PIEZOELECTRIQUE

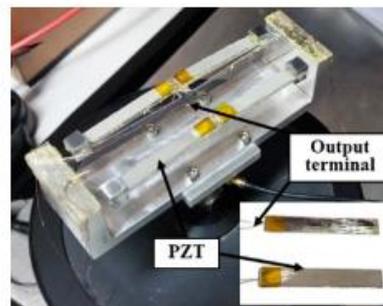


[FRA 17] Récupérateur d'énergie piézoélectrique (PZT 5A) bi-couche sous forme de poutre. La tension normalisée maximale est de 10W/g pour une tension de 10V/g pour une fréquence de résonance de 15Hz

[ZHA 17d] Récupérateur d'énergie rotatif en PVDF pour convertir l'énergie liée au vent. La tension efficace maximale est de 160.2V pour une puissance de 2566.4μW pour une vitesse de vent de 14m/s



[LUO 17] Récupérateur d'énergie piézoélectrique (PZT) uni-couche sous forme de poutre. La tension maximale est de 153μW pour une tension de 15.28V pour une accélération inférieure à 1g et une fréquence de résonance comprise entre 9.1 et 15.1Hz



[TOY 17] Récupérateur d'énergie piézoélectrique (PZT) uni-couche sous forme de poutre. La tension maximale est de 249μW pour une tension de 8.5V pour une accélération inférieure à 0.4g et une fréquence de résonance comprise entre 10 et 20Hz

Figure A5. Exemples de dispositifs de récupération d'énergie piézoélectrique

Référence	Type structure	Matériau	Masse en bout de poutre Oui/Non	Élément additionnel	Couverture de la poutre par les électrodes	Excitation (accélération, force ou pression)	$P_{\max}$	$U_{\max}$	1 <sup>er</sup> Fréquence propre
[MAK 11]	Bicouche	PZT	Oui	Butée	Totale	$1.73\text{m/s}^2$	$\sim 4.62\mu\text{W}$	0.129V	155Hz
[JEM 16]	Uni-couche	PZT 5A	Non	-	Partielle	-	$\sim 0.5\text{mW}$	$\sim 100$ à $1000\text{V}$	100.09Hz
[WIC 12]	Bicouche	PZT	Oui, masse magnétique	Aimants	Totale	-	$0.04\text{W}$ (Puissance normalisée)	37V	34.1Hz
[CHA 08]	Uni-couche	PZT	Oui	Aimants	Totale	$2.25\text{m/s}^2$	$240\text{-}280\mu\text{W}$	-	22-32Hz
[LI 16]	Uni-couche	PVDF	Oui	-	Totale	$9.81\text{m/s}^2$	$0.35\mu\text{W}$ (16Hz)	-	15-22Hz
[LUM 16]	Uni-couche	PZT 5A4E	Oui	-	Totale	$1\text{m/s}^2$	50mW	$\sim 13\text{V}$	$\sim 18.5\text{Hz}$
[FRA 17]	Bicouche	PZT 5A	Oui	-	Partielle	-	$\sim 10\text{W/g}$	$\sim 10\text{V/g}$	$\sim 15\text{Hz}$
[TOY 17]	Uni-couche	PZT	Oui	-	Totale	$<0.4\text{g}$	$249\mu\text{W}$ (16Hz)	8.5V	10-20Hz
[LUO 17]	Uni-couche	PZT	Oui	Cuivre	Totale	$0.5\text{-}1.5\text{g}$	$151.3\mu\text{W}$ (14Hz, $<1\text{g}$ )	15.28V	9.1-15.1 Hz
[MAN 10b]	Uni-couche	PVDF	Oui	Aimants	Totale	-	$8\text{-}140\mu\text{W}/\text{m}^2\text{s}^{-4}$	$3\text{-}44\text{V}/\text{ms}^{-2}$	3.19-12Hz
[LI 11]	-	PVDF	-	-	-	Vitesse du vent $4\text{m/s}$	$610\mu\text{W}$	-	3Hz

Tableau A5-1. Récupérateur piézoélectrique à basse fréquence

Référence	Type structure	Matériau	Masse en bout de poutre Oui/Non	Élément additionnel	Couverture de la poutre par les électrodes	Excitation (accélération, force ou pression)	$P_{\max}$	$U_{\max}$	1 <sup>er</sup> Fréquence propre
[BIS 13]	Multi-couche	PVDF	Non	-	-	0.1-0.2g	$2\mu W$	-	2Hz
[SHU 10]	Uni-couche	PVDF	Non	-	Totale	3 moments de flexions à 3N	$0.0005\mu W$	-	2Hz
[DEM 10]	Bicouche	PZT 5A	Non	-	Partielle	10m/s	$0.1\mu W$	-	1.68Hz
[REN 09]	Bicouche	PZT céramique	Oui	-	Totale	Agité à la main, des balles frappent le piézoélectrique	$47\mu W$	-	1Hz
[PLA 05]	Multicouche	PZT céramique	Non	-	Totale	900N	$265\mu W$	-	1Hz
[REZ 17]	Uni-couche	PZT	Oui	Ressort	Partielle	Amplitude de 0.02	0.06-0.19W	0.25-0.45V	0.9-1.6Hz
[HWA 14]	Uni-couche	PMN-PT simple cristal	Non	-	-	Moment de flexion pour une pression de 0.36%	$6.7\mu W$	-	0.3Hz

Tableau A5-2. Récupérateur piézoélectrique à basse fréquence (suite du Tableau 1)

## ANNEXE 6 : SYSTEMES PIEZOELECTRIQUE ET ELECTROMAGNETIQUE NON-LINEAIRES

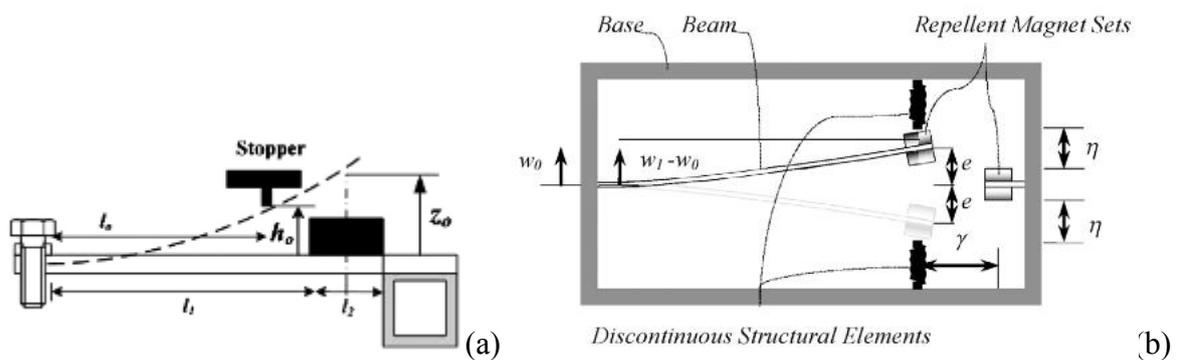


Figure A6-a. Exemples de dispositifs non-linéaires à récupération d'énergie piézoélectrique [SOL 08] avec une butée (a) et [RAD 17] avec des aimants (b)

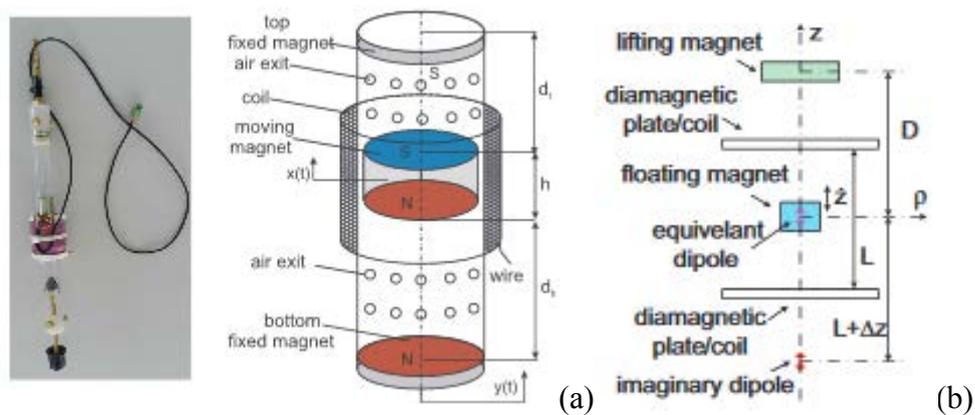


Figure A6-b. Exemples de dispositifs non-linéaires à récupération d'énergie électromagnétique utilisant la lévitation magnétique [MAN 09] (a) et [LIU 13b] (b)

## **ANNEXE 7 : TECHNIQUES NON-LINEAIRES D'EXTRACTION DE L'ENERGIE PIEZOELECTRIQUE**

---

Afin de mieux comprendre le fonctionnement de ces circuits, on peut s'intéresser dans un premier temps à la technique SSHI Parallèle (*Parallels Synchronized Switch Harvesting on Inductor*) [DIC 12] qui consiste à connecter un élément de commutation en parallèle avec un élément piézoélectrique pour inverser la tension lors du processus d'extraction. Les trois phases du processus d'extraction sont les suivantes : le circuit-ouvert, puis la récupération d'énergie et enfin l'inversion de la tension. [HSI 16] montre que ce type d'implémentation alloue 336% fois plus d'énergie qu'un circuit de type Standard.

Pour sa part, la technique SSHI Série (*Series Synchronized Switch Harvesting on Inductor*) est similaire à la technique SSHI Parallèle et représente la mise série de l'élément de commutation avec l'élément piézoélectrique. Le processus d'extraction série diffère du processus parallèle car dorénavant la phase de récupération de l'énergie et d'inversion de la tension est réalisée en même temps. [LIE 10] dans son étude propose d'analyser les irrégularités de la réponse électrique à la fréquence de résonance de ces systèmes dans le but d'accroître la puissance en sortie des récupérateurs.

L'élément de commutation peut être remplacé par un transformateur. Dans ce cas, cette technique s'appelle SSHI MR (*Synchronized Switch Harvesting on Inductor using Magnetic Rectifier*). Cela sert à changer artificiellement la charge vue par l'élément piézoélectrique. Cette technique est employée généralement pour les faibles niveaux de tension.

Autre solution, la technique SSHI Hybride (*Hybrid Synchronized Switch Harvesting on Inductor*) qui découple la phase de stockage et celle d'extraction. Elle est à la fois une

---

combinaison des techniques SSHI parallèle et SSHI MR. Cette méthode permet l'extraction de l'énergie en quatre temps contre deux dans les cas précédents : à la fois lors de l'inversion de la tension et du redressement de celle-ci par le pont de diode, lorsque la tension rectifiée est plus faible que la tension maximale piézoélectrique (condition du SSHI Parallèle) et sinon seulement lorsque le SSHI MR est opérationnel. Cette technique n'a pas seulement pour but d'optimiser la conversion, elle sert également à élargir la bande passante.

La technique SSDCI (*Synchronized Switching and Discharging to a storage Capacitor through an Inductor*) est quant à elle similaire au SSHI. Elle a pour particularité de contrôler la commutation. L'énergie disponible est transférée de l'élément piézoélectrique vers l'élément de stockage au travers d'une inductance. Notons que le processus de commutation est stoppé naturellement par le pont de diode quand la tension venant du piézoélectrique est nulle. À cet instant, il y a encore de l'énergie dans l'inductance qui est transférée dans l'élément de stockage. L'inconvénient est qu'aux valeurs élevées de charge, la tension n'est pas nulle. Dans ce cas, ces performances sont similaires aux techniques SSHI. En terme de performance, cette approche autorise l'extraction de quatre fois plus d'énergie que la technique Standard avec une plus grande bande passante.

La technique du Schéma Actif d'Ericson (*Active energy harvesting*) a comme but de favoriser l'inversion de la tension à travers l'usage d'un inverseur en utilisant une approche de modulation de largeur d'impulsion. L'inversion est alors parfaite, et le rendement est significativement accru.

La technique SECE (*Synchronous Electric Charge Extraction*) [LEF 05] consiste à laisser le récupérateur en circuit ouvert jusqu'à ce qu'il atteigne un extremum, puis dès la détection de ce maximum de le décharger dans un élément de stockage. [WU 14] quant à lui propose un circuit d'extraction avancé de type OSECE (*Optimized Synchronous Electric Charge Extraction*) améliorant la technique SECE. Le circuit électronique et la stratégie de commande de commutation sont simplifiés et l'efficacité de la conversion est améliorée. Cette technique est favorable à la récupération d'énergie vibratoire large bande. A titre d'exemple, [GAS 14] utilise à la fois la technique SECE pour son application basse fréquence avec irrégularité des contraintes mécaniques et met en œuvre une version évoluée de cette technique au travers de la technique dite MS-SECE (*Multi-Shot Synchronous Electric Charge Extraction*). Cette dernière technique vise à transférer au moment du maximum de tension, l'énergie électrique du récupérateur, en plusieurs paquets de quantité d'énergie égale.

---

L'approche DSSH (*Double Synchronized Switch Harvesting*) est une combinaison des techniques SSHI et SECE. Elle aide à transférer dans un premier temps l'énergie diélectrique du piézoélectrique à un élément de stockage intermédiaire, puis dans un second temps à exploiter cette énergie pour la phase d'inversion de la tension, et dans un troisième temps de la transférer dans une inductance et de finalement la stocker. On contrôle ainsi l'énergie extraite. La puissance récupérée pour des déplacements constants est six fois plus élevée qu'avec la technique Standard. Cette technique pour les faibles couplages requière dix fois moins de matière active pour une même tension en sortie.

Pour finir, la technique à Injection d'énergie ou EESH (*Enhanced Synchronized Switch Harvesting*) permet un contrôle fin de l'énergie extraite et de l'augmentation de la tension.

## ANNEXE 8 : DISPOSITIFS DE RECUPERATION D'ENERGIE INTEGRABLE A UNE SUSPENSION

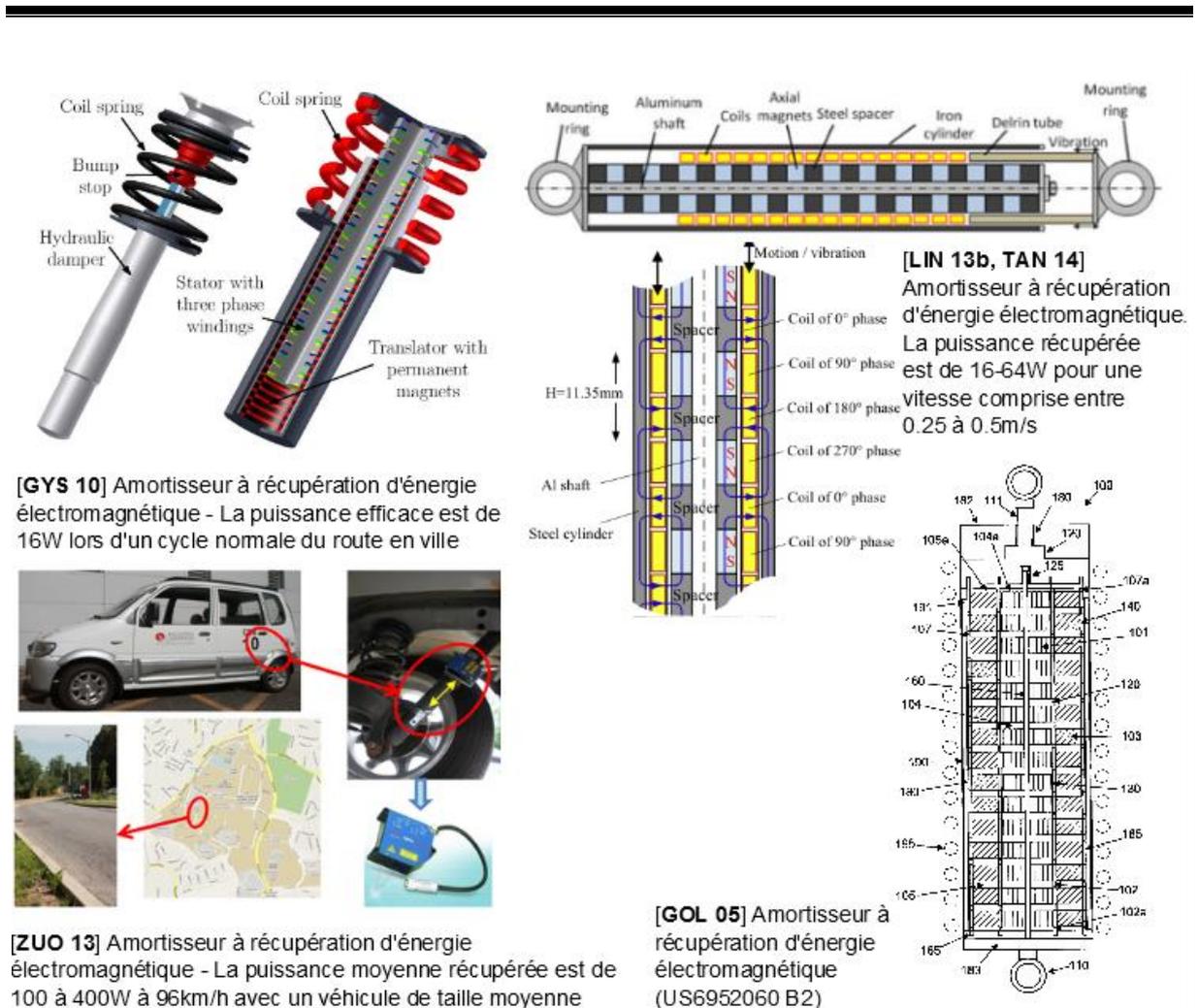


Figure A7-a. Exemples de dispositifs de récupération d'énergie électromagnétique intégrables dans les amortisseurs automobiles

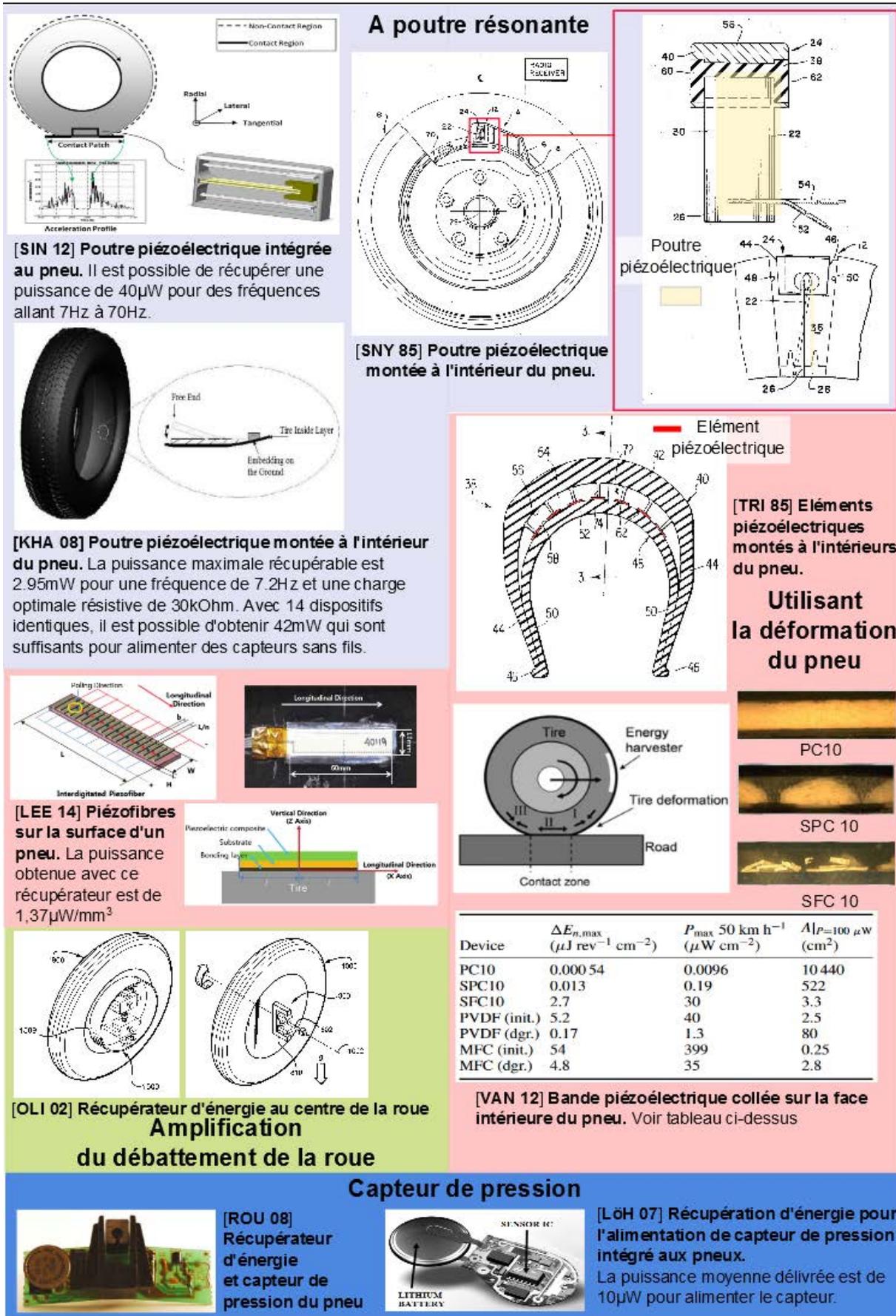


Figure A7-b. Exemples de dispositifs de récupération d'énergie piézoélectrique intégrables dans les connexions planes telles que le pneu dans une suspension automobile

### A pignon crémaillère

**LI 13a - Amortisseur à récupération d'énergie avec un système de pignon crémaillère.** La puissance mesurée est de plus de 15W à 15mph (~24km/h) sur une route pavée.

**ZHA 16a - Amortisseur à récupération d'énergie avec double système de pignon crémaillère.** La puissance moyenne mesurée est de 4.302W pour une fréquence d'entrée de 2.5Hz et une amplitude de 7.5mm. D'une part, son rendement mécanique moyen est de 44.24% et d'autre part son rendement maximal est de 54.98%.

**KAW 07 - Amortisseur à récupération d'énergie avec un système de roulement à bille.** La densité spectrale de puissance maximale mesurée est de 3W/Hz autour de 2Hz

### A roulement à billes

**DEM 17 - Amortisseur à récupération d'énergie hybride avec amortissement hydraulique et électromagnétique.** La puissance moyenne pour 0.005m/s est de 0.003W par enroulement et de 0.56W pour l'ensemble du récupérateur.

### Linéaire et électromagnétique

**AUD 16 - Amortisseur rotatif électromagnétique pour suspension arrière.** Les amortisseurs génèrent une puissance moyenne de 150W en sortie stockée dans une batterie de 158W, soit 3W en sortie sur une route lisse et 613W sur un revêtement rugueux.

Forces induites par le mouvement des roues dû à la variation de la route

Batterie de 48V

Amortisseur rotatif électromagnétique

Alternateur

Conversion du mouvement en énergie électrique

Réducteur

### Rotatif et électromagnétique

Puissance récupérable [W]

Vitesse [km/h]

Class A

Class B

Class C

Class D

**ZHA 17a - Puissance potentielle récupérable dans un amortisseur de voiture particulière.** Il est possible de récupérer 105.2W à une vitesse de 60km/h

**WEI 17b - Dispositif de récupération d'énergie intégrable à une suspension.** La puissance moyenne récupérable est de 57.84W à 13km/h.

### Masse-ressort

### Hydraulique

**ZHA 17b - Amortisseur avec une pompe hydraulique intégrant un dispositif de récupération d'énergie.** La puissance récupérable pour un amortisseur est de 33.4W avec une charge résistive de 14.70hm à 1.67Hz pour un débattement de l'amortisseur de 50mm.

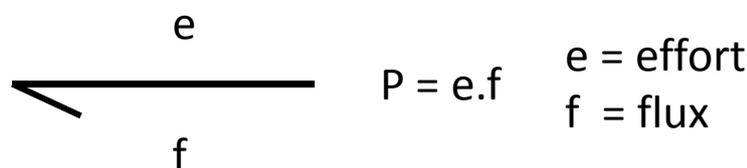
Figure A7-c. Exemples de dispositifs de récupération d'énergie intégrables dans les éléments flexibles tels que l'amortisseur dans une suspension automobile

## ANNEXE 9 : L'APPROCHE MULTI-PHYSIQUE BOND GRAPH

---

Le langage Bond Graph est un outil graphique défini par Payner en 1961, formalisé puis mis en pratique au cours des années suivantes. Ces principales caractéristiques sont d'être l'intermédiaire entre le système physique et les modèles mathématiques. Ce langage donne accès à la représentation des transferts d'énergétique au sein du système et une représentation explicite des relations cause à effet (causalité).

Pour réaliser une modélisation en langage Bond Graph, généralement, il est nécessaire d'établir dans un premier temps le Bond Graph à mots du système. Cette représentation est une première étape vers la description énergétique du système et de ses composants. Une analyse physique du système et de ses interactions de puissance permet sa conception. Contrairement aux blocs diagrammes classiques, les entrées et les sorties de chaque sous-système sont définies par leurs variables de puissance (ou généralisées) représentables par des paires effort-flux ( $e, f$ ) désignées par une demi flèche (**Figure 1.2.1.2-1**).



**Figure A8. Variables de puissance (ou généralisées)**

Pour une application spécifique, les puissances (1, 2) sont nommées comme précédemment :

$$(\text{Tension}, \text{courant}) = (U, i) \quad (1)$$

$$(\text{Force}, \text{Vitesse}) = (F, \dot{y}) \quad (2)$$

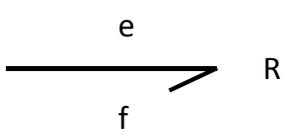
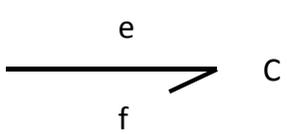
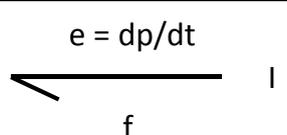
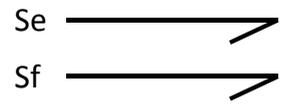
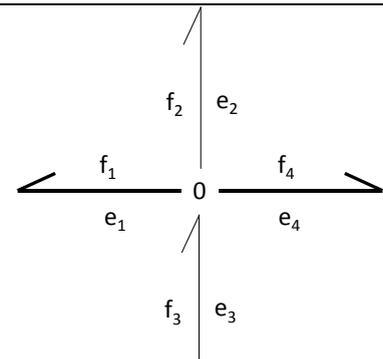
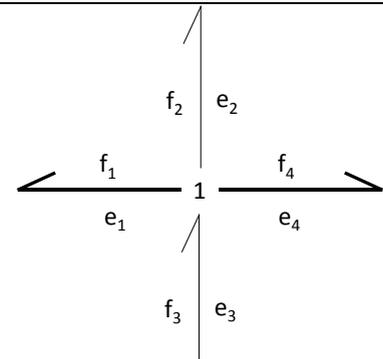
Elément Bond Graph	Représentation Bond Graph	Rôle
Elément <b>R</b> (dissipatif)		modélise tout phénomène physique liant la variable d'effort à la variable de flux <u>comme</u> : Résistance électrique, phénomène de frottement, commutation en électronique, ...
Elément <b>C</b> (accumulateur d'énergie potentielle)		modélise tout phénomène physique liant la variable d'effort et à la variable de déplacement <u>comme</u> : condensateur, ressort, tout phénomène élastique et compressible, ...
Elément <b>I</b> (accumulateur d'énergie cinétique)		modélise tout phénomène physique liant la variable de flux à la variable du moment <u>comme</u> : inductance, masse en translation, inertie, en rotation, ...
Elément <b>Se</b> et <b>Sf</b>		modélise tout phénomène fournissant de la puissance au système <b>Se</b> et <b>Sf</b> sont des entrées non commandées, <b>Mse</b> et <b>Msf</b> sont des entrées commandées
Jonction <b>0</b>	 $e_1 = e_2 = e_3 = e_4$ $f_1 + f_2 - f_3 + f_4 = 0$	couple les éléments sous un même effort
Jonction <b>1</b>	 $e_1 + e_2 - e_3 + e_4 = 0$ $f_1 = f_2 = f_3 = f_4$	couple les éléments sous un même flux

Tableau A8.Éléments Bond Graph

---

Par conséquent, les aspects électriques et mécaniques (incluant les rotations et les translations) des systèmes physiques sont respectivement modélisés par ces variables introduisant l'étude des échanges de puissances.

Une fois que le Bond Graph à mots est obtenu, les étapes suivantes consistent à décrire en Bond Graph chaque sous-système par des équations comportant des variables mécaniques et électrique. Le langage Bond Graph est composé d'éléments basiques (**Tableau 1**) associés à des entrées : les éléments passifs  $I$  et  $C$  sont utilisés pour le stockage de l'énergie cinétique et potentielle, tandis que l'élément passif  $R$  est pour la dissipation d'énergie, et les éléments actifs  $Se$  et  $Sf$  apportent de la puissance au système sous forme d'effort et de flux. De plus, les éléments de jonctions  $O$  et  $1$  assurent le lien entre les éléments, les échanges d'énergie entre les différentes parties dynamiques du système, de même qu'ils imposent une contrainte pour satisfaire la conservation d'énergie.

## ANNEXE 10

## ANNEXE 10 : ÉQUATIONS D'UNE POUTRE PIEZOELECTRIQUE BICOUCHE INTEGRABLE A MODELE A PARAMETRES DISTRIBUES

Le matériau piézoélectrique est défini par les équations constitutives de la piézoélectricité (1), (2) et (3) pour le mode 31. Où,  $T$  est la contrainte mécanique,  $S$  est la déformation mécanique,  $E$  est le champ électrique,  $D$  est le déplacement électrique. Les matériaux piézoélectriques sont supposés isotropes avec une même densité  $\rho_p$  [DIE 10].

Le tenseur des contraintes d'une couche de matériau piézoélectrique suivant la direction longitudinale (l'axe  $\vec{x}$ ) est  $T_1^p$  et suivant la direction transverse  $T_5^p$ .  $C_{11}^E$  et  $C_{55}^E$  sont le module de Young du matériau piézoélectrique suivant la direction longitudinale et transverse.  $e_{31}$  est une constante piézoélectrique et  $E_3$  est le champ électrique suivant la direction  $\vec{y}$ .  $S_1^p$  et  $S_5^p$  sont les tenseurs de déformations du matériau.

D'après les conditions aux limites de cette poutre, les équations consécutives de la piézoélectricité dans le matériau piézoélectrique (1), (2), (3) sont les suivantes :

$$T_1^p = C_{11}^E S_1^p - e_{31} E_3 \quad (1)$$

$$T_5^p = C_{55}^E S_5^p \quad (2)$$

La déformation axiale du matériau piézoélectrique est représentée par une des relations consécutives de la piézoélectricité donnant le déplacement électrique  $D_3$  suivant l'axe  $\vec{y}$  (3).

---


$$D_3 = e_{31}S_1^p + \varepsilon_{33}^S E_3 \quad (3)$$

$D_3$  est le déplacement électrique dans le composant.  $\varepsilon_{33}^S$  est la permittivité du matériau piézoélectrique pour une contrainte constante.

$$\varepsilon_{33}^S = \varepsilon_{33}^T - \frac{d_{31}^2}{s_{11}^E} \quad (4)$$

Les tenseurs des contraintes  $T_1^S$  et  $T_5^S$  du matériau inerte (non piézoélectrique) sont les suivants :

$$T_1^S = C_{11,S}S_1^S \quad (5)$$

$$T_5^S = C_{55,S}S_5^S \quad (6)$$

D'après les équations fondamentales de la dynamique, l'équation mécanique d'une poutre piézoélectrique bicouche avec terme d'amortissement permet le couplage du déplacement transverse  $y_p(x, t)$  de la poutre et de la tension  $v(t)$ .

$$m_{eff} \frac{\partial^4 y_p(x, t)}{\partial t^4} + c_s I \frac{\partial^5 y_p(x, t)}{\partial x^4 \partial t} + c_a \frac{\partial y_p(x, t)}{\partial t} + Y I_t \frac{\partial^4 y_p(x, t)}{\partial x^4} + v v(t) \frac{\partial(\delta(x) - \delta(x-L))}{\partial x} = - (m_{eff} + M \delta(x-L)) \frac{\partial^2 y(t)}{\partial t^2} \quad (7)$$

$$v = \frac{e_{31} b}{2 t_p} \left( \frac{t_s^2}{4} - \left( t_p + \frac{t_s}{2} \right)^2 \right) \quad (8)$$

Le terme  $\delta(x)$  correspond à un élément de la section transverse.  $m_{eff}$  est la masse de la poutre (matériau inerte et matériaux piézoélectriques) en fonction de l'expression

suivant  $m_{eff} = \rho_s S_s + 2\rho_p S_p$ .  $M$  est la masse en bout de poutre.  $YI_t$  est l'expression du moment d'inertie de la poutre.

$$YI_t = C_{11}^S \frac{bt_s^3}{12} + 2C_{11}^E b \left( \frac{t_p^3}{12} + t_p \left( \frac{t_p + t_s}{2} \right)^2 \right) \quad (8)$$

$v$  est le terme de couplage liant l'expression mécanique et électrique de la poutre.

D'après les lois de Kirchhoff, l'équation électrique suivante est obtenue:

$$i(t) = \frac{C_0}{2} \dot{V}(t) + \frac{V(t)}{R_{load}} \quad (9)$$

$C_0$  est la capacité interne du matériau piézoélectrique soit  $C_0 = \varepsilon_{33}^S \frac{bL}{t_p}$ . Cette équation correspond à une configuration dont les deux couches piézoélectriques sont connectées en série.

Le terme de découplage  $y_p(x, t)$  s'exprime de la manière suivante :

$$y_p(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} \phi_r(x) y_{p_r}(t) \quad (10)$$

Ce terme est intégré à l'équation mécanique et électrique. Pour simplifier l'écriture de l'expression mécanique (10) tous les termes sont intégrés une fois ainsi que le terme  $\phi_r(x)$ .

$$\begin{aligned} m_{eff} \left( \int_0^L \phi_r(x)^2 dx \right) \frac{d^2 y_{p_r}(t)}{dt^2} + c_s I \left( \int_0^L \phi_r(x) \frac{d^5 \phi_r(x) y_{p_r}(t)}{dx^4 dt} dx \right) \\ + c_a \left( \int_0^L \phi_r(x) \frac{dy_{p_r}(t)}{dt} dx \right) + YI_t \left( \int_0^L \phi_r(x) \frac{\partial^4 \phi_r(x)}{\partial x^4} dx \right) y_{p_r}(t) \\ + v \left( \int_0^L \phi_r(x) \frac{\partial(\delta(x) - \delta(x-L))}{\partial x} dx \right) V(t) \\ = - \left( \int_0^L \phi_r(x) (m_{eff} + M\delta(x-L)) dx \right) \frac{d^2 y_i(t)}{dt^2} \end{aligned} \quad (11)$$

L'expression (11) peut aussi s'exprimer suivant la forme suivante :

$$\begin{aligned}
& m_{eff} \left( \int_0^L \phi_r(x)^2 dx \right) \frac{d^2 y_{p_r}(t)}{dt^2} + c_s I \left( \int_0^L \phi_r(x) \frac{d^5 \phi_r(x) y_{p_r}(t)}{dx^4 dt} dx \right) \\
& + c_a \left( \int_0^L \phi_r(x) \frac{dy_{p_r}(t)}{dt} dx \right) + Y I_t \left( \int_0^L \phi_r(x) \frac{d^4 \phi_r(x)}{dx^4} dx \right) y_{p_r}(t) \\
& - v \phi_r(L) V(t) = - \left( m_{eff} \int_0^L \phi_r(x) dx + M \phi_r(L) \right) \frac{d^2 y_i(t)}{dt^2}
\end{aligned} \tag{12}$$

De même, l'équation électrique doit être exprimée en fonction du terme de couplage inclus dans l'expression de  $i(t)$ .

$$\frac{C_0}{2} \dot{V}(t) + \frac{V(t)}{R_{load}} = i(t) \tag{13}$$

$i(t)$  est l'expression de la source de courant :

$$i(t) = \sum_{r=1}^{\infty} A_r \frac{dy_{p_r}(t)}{dt} \tag{14}$$

$$A_r = -e_{31} t_{ps} b \int_0^L \frac{d^2 \phi_r(x)}{dx^2} dx \tag{15}$$

$$A_r = - \frac{e_{31} (t_p + t_s) b}{2} \frac{d\phi_r(x)}{dx} \Big|_{x=L} \tag{16}$$

$t_{ps}$  est la distance entre l'axe neutre et le centre du matériau piézoélectrique.  $t_p$  et  $t_s$  sont respectivement l'épaisseur de la couche piézoélectrique et du matériau inerte.

La résolution de ce système de deux équations (mécanique et électrique) est non triviale. Les fréquences propres introduites par  $\phi_r(x)$  sont exprimables en fonction de cette fonction :

$$\phi_r(x) = \cos \frac{\lambda_r}{L} x - \cosh \frac{\lambda_r}{L} x + \zeta_r \left( \sin \frac{\lambda_r}{L} x - \sinh \frac{\lambda_r}{L} x \right) \tag{17}$$

Où  $\zeta_r$  est obtenu avec l'expression suivante :

$$\zeta_r = \frac{\sin \lambda_r - \sinh \lambda_r + \lambda_r \left( \frac{M}{m_{eff} L} \right) (\cos \lambda_r - \cosh \lambda_r)}{\cos \lambda_r + \cosh \lambda_r - \lambda_r \left( \frac{M}{m_{eff} L} \right) (\sin \lambda_r - \sinh \lambda_r)} \quad (18)$$

Les conditions d'orthogonalités données par les équations (19) et (20), doivent être respectées afin de résoudre ce système d'équation (18) [ERT 11] et de trouver les solutions de l'équation (21).

$$\int_0^L \phi_r(x) m_{eff} \phi_s(x) dx + \phi_s(L) M \phi_r(L) + \left. \frac{d\phi_s(x)}{dx} I_t \frac{d\phi_r(x)}{dx} \right|_{x=L} = \delta_{rs} \quad (19)$$

$$\int_0^L \phi_s(x) Y I_t \frac{d^4 \phi_r(x)}{dx^4} dx - \phi_s(L) Y I_t \left. \frac{d^3 \phi_r(x)}{dx^3} \right|_{x=L} + \left. \frac{d\phi_s(x)}{dx} Y I_t \frac{d^2 \phi_r(x)}{dx^2} \right|_{x=L} = y_{p_r}^2 \delta_{rs} \quad (20)$$

Avec  $\delta_{rs}$  le symbole de Kronecker.  $\delta_{rs} = 1$ , lorsque  $r = s$ , et égal à zéro lorsque  $r \neq s$ .

L'équation caractéristique pour trouver les fréquences propres ( $\lambda_r$  pour chaque mode  $r$ ) est la suivante :

$$\begin{aligned} & 1 + \cos \lambda_r \cosh \lambda_r + \frac{\lambda M}{m_{eff} L} (\cos \lambda_r \sinh \lambda_r - \sin \lambda_r \cosh \lambda_r) \\ & - \frac{\lambda_r^3 I_t}{m_{eff} L^3} (\cosh \lambda_r \sin \lambda_r - \sinh \lambda_r \cos \lambda_r) + \frac{\lambda_r^4 I_t M}{m_{eff}^2 L^4} (1 - \cos \lambda_r \cosh \lambda_r) \\ & = 0 \end{aligned} \quad (21)$$

De plus, l'équation modale du mouvement obtenue à partir de l'équation (7) peut être réduite sous forme canonique (22).

$$\begin{aligned} & \ddot{y}_{p_r}(t) + 2\xi_r \omega_r \dot{y}_{p_r}(t) + \omega_r^2 y_{p_r}(t) + v \left. \frac{d\phi_r(x)}{dx} \right|_{x=L} v(t) \\ & = - \left( m_{eff} \int_0^L \phi_r(x) dx + M \phi_r(L) \right) \frac{d^2 y_i(t)}{dt^2} \end{aligned}$$

(22)

Les pulsations propres du système s'expriment en fonction des solutions de l'équation (21) respectant les conditions d'orthogonalités (19) et (20) du moment d'inertie de la poutre, de la masse de la poutre et de sa longueur. Chaque solution de l'équation (21) permet la déduction des fréquences propres ( $f_r = \frac{\omega_r}{2\pi}$ ) de la poutre à partir de l'expression des pulsations propres du système  $\omega_r$  (23).

$$\omega_r = \lambda_r^2 \sqrt{\frac{YI_t}{m_{eff} L^2}} \quad (23)$$

$$\chi_r = v \left. \frac{d\phi_r(x)}{dx} \right|_{x=L} \quad (24)$$

Les effets de la déformation  $c_s I_t$  et de l'amortissement visqueux de l'air est  $c_a$  sont remplacés par le coefficient mécanique  $\xi_r$ .  $\xi_r$  est spécifique au mode et est déterminé expérimentalement.

$$\xi_r = \frac{c_s I_t \omega_r}{2YI_t} + \frac{c_a}{2m_{eff} \omega_r}$$

D'après (12) et (13), la tension de sortie des éléments piézoélectriques aux bornes d'une résistance  $R_{load}$  en fonction de l'ensemble des fréquences propres de la poutre peut être déduite (25). La rotation des matériaux de la poutre n'est pas prise en compte.

$$V(t) = \frac{\sum_{r=1}^{\infty} \frac{j \omega A_r F_{meff}}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2j \omega \xi_r \omega_r}}{\frac{1}{R_{load}} + \frac{j \omega C_0}{2} + \sum_{r=1}^{\infty} \frac{j \omega A_r \chi_r}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2j \omega \xi_r \omega_r}} e^{j \omega t} \quad (25)$$

Sachant que la puissance récupérée est déduite de l'équation (25) en fonction d'une charge résistive  $R_{load}$  est la suivante :

$$P(t) = \frac{V(t)^2}{R_{load}} \quad (26)$$

## ANNEXE 11 : DISTRIBUTION DES LIGNES DE FLUX MAGNETIQUES

---

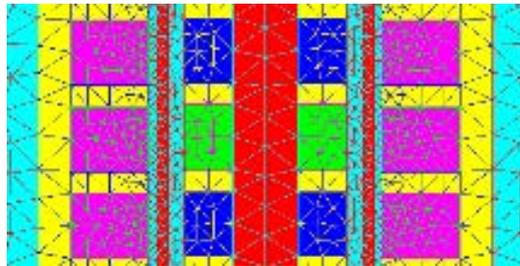
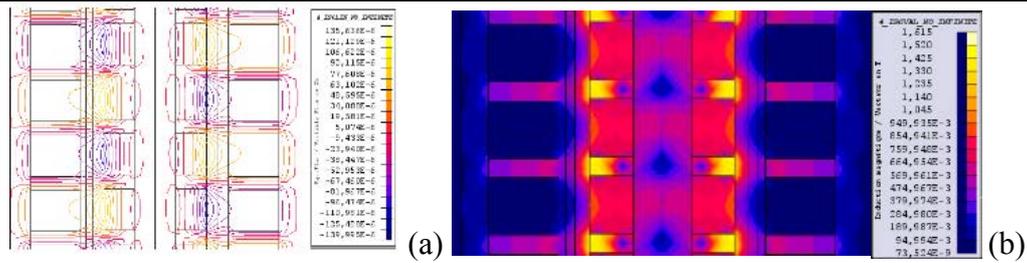


Figure A11-a Maillage appliqué à la géométrie

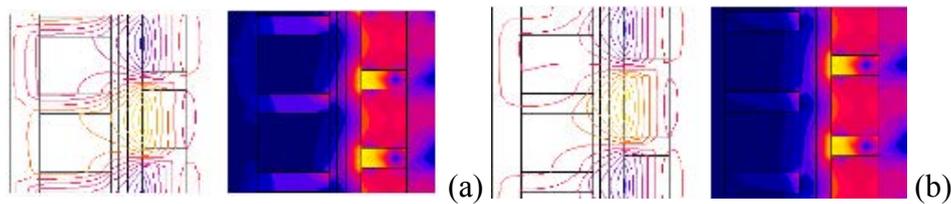
La **Figure A11-a** illustre la géométrie, les matériaux et le maillage par éléments finis utilisés pour simuler notre modèle. Notre système de récupération d'énergie est axisymétrique en fonction de l'axe de translation du corps du convertisseur par rapport à la tige. Le modèle par élément finis donne accès au comportement des matériaux en fonction de la position du système et du temps. L'observation de la saturation magnétique est alors possible lorsque le matériau ferromagnétique est complètement magnétisé.

Les lignes de flux magnétiques ainsi que le champ magnétique sont observables en fonction de la position et du temps : par exemple, lorsque les aimants permanents et les bobines sont alignés ( $y_p = y_0$ ) comme le montre la **Figure A11-b**, quand les aimants permanents sont au quart de la position des bobines ( $y_p = y_1$ ) illustré à la **Figure A11-c.(a)** et au milieu ( $y_p = y_2$ ) comme à la **Figure A11-c.(b)**. Ces figures ont pour particularité de montrer la distribution dans l'espace du flux magnétique et de la distribution des isovaleurs du champ magnétique dans le système. Notons que pour la position  $y_p = y_0$ , la force magnétique est nulle tandis que le passage du flux magnétique entourant les bobines est maximal.



**Figure A11-b Lignes de flux magnétiques [Wb] (a) et isovaleurs d'induction magnétique [T] (b) quand les bobines et les aimants sont alignés ( $y_p = y_0$ )**

La **Figure A11-c** montre que les forces magnétiques augmentent lorsque le champ magnétique entourant les bobines décroît. A  $y_p = y_2$ , la force magnétique est nulle et le flux magnétique est minimal.



**Figure A11-c Lignes de flux magnétiques [Wb] et isovaleurs d'induction magnétique [T] pour deux autres positions à  $y_p = y_1$  et  $y_p = y_2$**

## ANNEXE 12

## ANNEXE 12 : MODELE BOND GRAPH DU SYSTEME DE STOCKAGE ET DE RESTITUTION DE L'ENERGIE

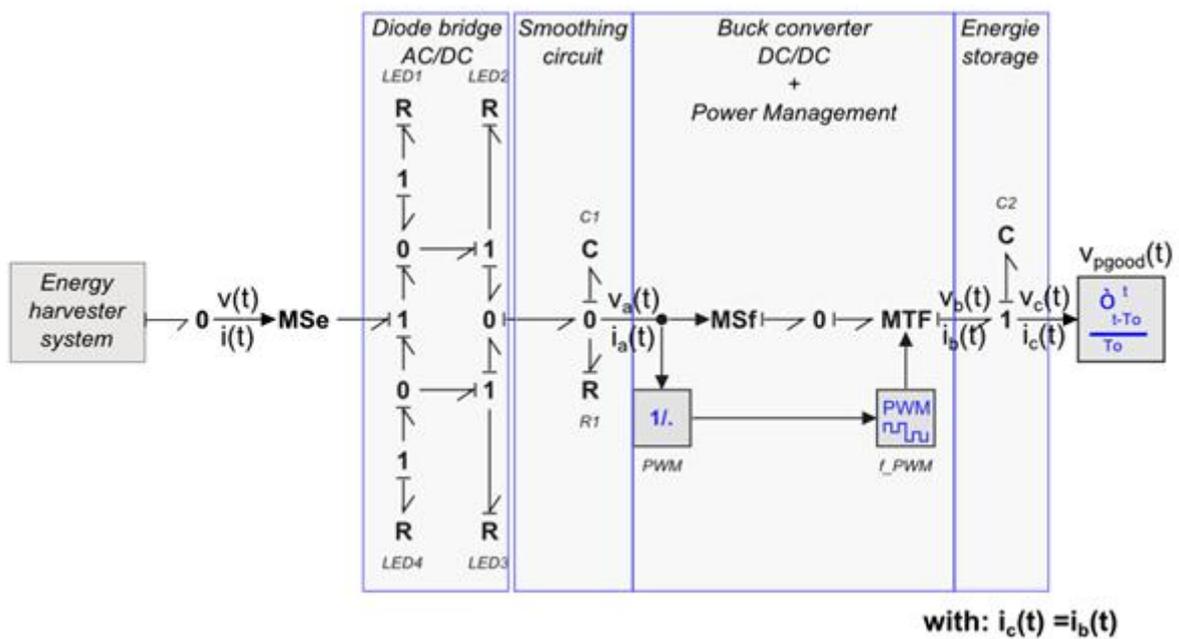


Figure A12 Bond Graph du sous-système de stockage et de restitution de l'énergie



# Bibliographie

### A

- [**ABD18**] M. A. A Abdelkareem, L. Xu, X. Guo, M. K. A Ali, A. Elagouz, M. A. Hassam, F. A. Essa, J. Zou, “Energy harvesting sensitivity analysis and assessment of the potential power and full car dynamics for different road modes”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 110, pp. 307-332, 2018
- [**ADH 09**] S. Adhikari, M.I. Friswell, D.J. Inman, “Piezoelectric energy harvesting from broadband random vibrations”, *Smart Materials and Structures*, Vol. 18, No. 11, pp. 1-7, 2009
- [**ALD 97**] O.J. Aldraihem, R.C. Wetherhold, T. Singh, “Distributed control of laminated beams: Timoshenko theory vs. Euler-Bernoulli theory”, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 1997
- [**AND 15**] B. Ando, S. Baglio, A. R. Bulsara, V. Marletta, A. Pistorio, “Experimental and theoretical investigation of a nonlinear vibrational energy harvester”, *Euroensors 2015, Procedia engineering*, Vol. 120, pp. 1024-1027, 2015
- [**ANF 13**] F. Anfosso-Lédée, J. Cesbron, “Bruit de roulement automobile : influence du revêtement de chaussée”, *Technique de l’Ingénieur*, 2013
- [**ARR 11**] E. Arroyo, A. Badel, “Electromagnetic vibration energy harvesting device optimization by synchronous energy extraction”, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 171, pp. 266-273, 2011
- [**ARR 12**] E. Arroyo, A. Badel, F. Formosa, Y. Wu, J. Qiu, “Comparison of electromagnetic and piezoelectric vibration energy harvesters: Model and experiments”, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 183, pp. 148-156, 2012
- [**ARS 71**] H. B. Arsem, “Electric shock absorber”, US Patent number US3559027, 1971
- [**ASH 13**] K. Ashraf, M. H. Md Khir, J. O. Dennis, Z. Baharudin, “Improved energy harvesting from low frequency vibrations by resonance amplification at multiple frequencies”, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 195, pp. 123-132, 2013
- [**ATA 17**] W. G. Ata, A. M. Salem, “Semi-active control of tracked vehicle suspension incorporating magnetorheological dampers”, *Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Vol. 55, no. 5, pp. 626-647, 2017

- [AUB 10] S. Aubouet, “Semi-active SOBEN suspensions modelling and control”, 2010
- [AUD 16] Audit, “Innovative of the year: Audit eRot”, *VehicleDynamicsInternational.com*, pp. 30, May/June 2017
- [AW 13] K.C. Aw, S.V. Pranneeth, “Low frequency vibration energy from human motion using IPMC cantilever with electromagnetic transduction”, 8th IEEE International Conference on Nano/Micro Engineered and Molecular Systems (NEMS), pp. 645-648, Suzhou, 7-10 April, 2013

## B

- [BAL 17a] M. Balto, L. Cotanzo, M. Vitelli, “Maximization of the extracted power in resonant electromagnetic vibration energy harvesters applications employing bridge rectifiers”, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 263, pp. 63-75, 2017
- [BAL 17b] M. Balto, L. Cotanzo, M. Vitelli, “Resonant electromagnetic vibration harvesters: Determination of the equivalent electric circuit parameters and simplified closed-form analysis for the identification of the optimal diode bridge rectifier load”, *Electrical Power and Energy Systems*, Vol. 84, pp. 111-123, 2017
- [BEA 07] A. Beauger, J.-M. Haussonne, J.-C. Niepce, “Condensateurs”, *Techniques de l'ingénieur*, pp. 1-25, 2007
- [BEE 05] S.P. Beeby, M.J. Tudor, N.M. White, “Energy harvesting vibration sources for microsystems applications”, *Measurement Science and Technology*, Vol.17, pp. R175-195, 2005
- [BER 12] D. F. Berdy, P. Srinungsitthisunti, X. Xu, J. F. Rhoads, D. Peroulis, “Low-frequency meandering piezoelectric vibration energy harvester”, *IEEE Transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control*, Vol. 59, No. 5, pp. 846-858, 2012
- [BIS 13] E. Bischur, N. Schwesinger, “Piezoelectric PVDF film energy harvester for powering a wireless sensor system”, *SPIE Proceedings, Active and Passive Smart Structures and Integrated Systems 2013, Energy Harvesting and Scavenging: General I*, Vol. 8688, 2013
- [BLU 14] M. Blundell, D. Harty, “The multibody systems approach to vehicle dynamics, Second Edition”, Butterworth-Heinemann, 2014

## Bibliographie

- [**BOG 12**] K. Bogsjö, K. Podgorski, I. Rychlik, “Models for road surface roughness”, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 50, pp. 725–747, 2012
- [**BOR 10**] W. Borutzky, “Bond Graph Methodology – Development and analysis of multidisciplinary dynamic system models”, Springer, 2010
- [**BOW 16**] C. R. Bowen, V. Y. Topolov, H. A. Kim, “Modern Piezoelectric Energy-harvesting Materials”, *Springer Series in Materials Science*, Vol. 238, 2016
- [**BRI 00**] R. Brincker, P. Andersen, N. Moller, “Output only modal testing of a car body subject to engine excitation”, *IMAC, Proceedings of the 18<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference*, San Antonio, Texas, USA, February 7-10, pp. 786-792, 2000
- [**BRI 07**] M. Brissaud, “Matériaux piézoélectriques: Caractérisation, modélisation et vibration”, PPUR presses polytechniques, 2007
- [**BRO 00**] J. L. Broge, “Passive, reactive suspension systems”, *Automotive Engineering International Online (AEI), Tech briefs*, SAE International, 2000

## C

- [**CHA 08**] V.R. Challa, M.G. Prasad, Y. Shi, F.T. Fisher, “A vibration energy harvesting device with bidirectional resonance frequency tunability”, *Smart Materials and Structures*, Vol. 17, No. 1, pp. 1-10, 2008
- [**CHA 16**] S. Chamanian, H. Ulasan, Ö. Zorlu, S. Baghaee, E. Ulysal-Bijikoglu, “Wearable battery-less wireless sensor network with electromagnetic energy harvesting system”, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 249, pp. 77-84, 2016
- [**CHO 00**] S.-B. Choi, V.-T Choi, D. W. Park, “A sliding mode control of a full car electrorheological suspension system via hardware in-the-loop”, *ASME*, 2000
- [**CHO 03a**] S.-B. Choi, S.-S Han, “ $H^\infty$  control of electrorheological suspension system subjected to parameter uncertainties”, *Mechatronics*, Vol. 13; no. 7; pp. 639-657, 2003
- [**CHO 03b**] S.-B. Choi, “Performance comparison of vehicle suspensions featuring two different electrorheological shock absorbers”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2003

[**CHO 09**] S.-B. Choi, M.-S. Seong, K.-S. Kim, “Vibration control of an electrorheological fluid-based suspension system with an energy regenerative mechanism”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2009

[**COL 10**] C. Collette, A. Preumont, “High frequency energy transfer in semi-active suspension”, Journal Sound and Vibration, Vol. 329, pp. 4604-4616, 2010

## D

[**DAL 10**] E. Dallago, M. Marchesi, G. Venchi, “Analytical model of a vibrating electromagnetic harvester considering nonlinear effects”, IEEE Transactions on Power Electronics, Vol. 25, n°8, 2010

[**DAQ 14**] M. F. Daqaq, R. Masana, A. Ertuck, D. D. Quinn, “On the role of nonlinearities in vibratory energy harvesting: a critical review and discussion”, Applied Mechanics Reviews, ASME, Vol. 66, pp. 1-23, 2014

[**DEY 91**] R. C. Deyo, “An example of real-time simulation: multi-body vehicles, real-time integration methods for mechanical system simulation”, Vol. 69, pp. 3-31, 1991

[**DEL 09**] Corporation Delphi, <http://www.delphi.com/2009>

[**DEM 10**] C. De Marqui Jr, “Piezoaeroelastic modelling and analysis of a generator wing with continuous and segmented electrodes”, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 21, pp. 983-993, 2010

[**DEM 17**] M. Demetgul, I. Guney, “Design of the hybrid regenerative shock absorber and energy harvesting from linear movement”, Journal of Clean Energy Technologies, Vol. 5, no. 1, 2017

[**DEN 17**] W. Deng, Y. Wang, “Systematic parameter study of nonlinear electromagnetic energy harvester with matched magnetic orientation: numerical simulation and experimental investigation”, Mechanical Systems and Signals Processing, Vol. 85, pp. 591-600, 2017

[**DHA 13**] L. Dhakar, H. Liu, F.E.H. Tay, C. Lee, “A new energy harvester design for high power output at low frequencies”, Sensors and Actuators A, Vol. 199, pp. 344-352, 2013

## Bibliographie

- [DIC 12] J. Dicken, P. D. Mitcheson, I. Stoianov, E. M. Yeatman, “Power-extraction circuits for piezoelectric energy harvesters in miniature and low-power applications”, IEEE transactions on Power Electronics, Vol. 27, no. 11, pp. 4514-4529, 2012
- [DIN 15] D. Dinulovic, M. Brooks, M. Haug, T. Petrovic, “Rotational electromagnetic energy harvesting system”, Physics Procedia, Vol. 75, pp. 1244-1251, 2015
- [DIX 07] J. C. Dixon, “Shock absorber handbook”, 2nd edition, 2007
- [DON 08] S. Dong, J. Zhai, J. F. Li, D. Viehland, S. Priya, “Multimodal system for harvesting magnetic and mechanical energy”, Applied Physics Letters, Vol. 93, pp. 103511 1-3, 2008
- [DON 09] G. Donoso, C. L. Ladera, P. Martin, “Magnet fall inside a conductive pipe: motion and the role of the pipe wall thickness”, European Journal of Physics, Vol. 30, pp. 855-869, 2009
- [DU 05] H. Du, K. Y. Sze, J. Lam, “Semi-active  $H_{\infty}$  control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers”, Journal of sound and Vibration, Vol. 283, pp. 981-996, 2005
- [DUP 12] V. Dupé, P. Sébastien, X. Fischer, R. Briand, “Decision support method for the design of embedded energy in autonomous Microsystems”, Expert Systems with Applications, Vol. 39, pp. 13357-13365, 2012
- [DUT 06] N. E. Dutoit, B. L. Wardle, S. G. Kim, “Design considerations for MEMS-scale piezoelectric mechanical vibration energy harvesters”, Integrated Ferroelectrics, An International Journal, Vol. 71, No. 1, pp. 121 – 160, 2006

## E

- [EBR 08] B. Ebrahimi, M. B. Khamesee, M. F. Golnaraghi, “Feasibility study of an electromagnetic shock absorber with position sensing capability”, IEEE, pp. 2988-2991, 2008
- [EBR 09] B. Ebrahimi, M. B. Khamesee, M. F. Golnaraghi, “Design of a hybrid electromagnetic hydraulic damper for automotive suspension systems”, Proceeding of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, August 9-12, Changchun, China, pp. 3196-3200, 2009

- [ERT 08a] A. Erturk, D. J. Inman, “A distributed parameter electromechanical model for cantilever piezoelectric energy harvesters”, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 130, pp. 1-15, 2008
- [ERT 08b] A. Erturk, D. J. Inman, “Issues in mathematical modeling of piezoelectric energy harvesters”, *Smart Materials and Structures*, Vol. 17, No. 6, pp. 1-14, 2008
- [ERT 08c] A. Erturk, D. J. Inman, “One mechanical modeling of cantilevered piezoelectric vibration energy harvesters”, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 19, 2008
- [ERT 09a] A. Erturk, D. J. Inman, “An experimentally validated bimorph cantilever model for piezoelectric energy harvesting from cantilevered beams”, *Smart Materials and Structures*, Vol. 18, pp. 1-18, 2009
- [ERT 09b] A. Erturk, J.M. Renno, D. J. Inman, “Modeling of piezoelectric energy harvesting from an L-shaped beam-mass structure with an application to UAVs”, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 20, pp. 529-544, 2009
- [ERT 09c] A. Erturk, D. J. Inman, “Electromechanical modeling of cantilevered piezoelectric energy harvesters for persistent base motions”, *Energy Harvesting Technologies*, pp. 41-77, 2009
- [ERT 10] A. Erturk, W. G. R. Vieira, C. De Marqui, Jr., D. J. Inman, “On the energy harvesting potential of piezoaeroelastic systems”, *Applied Physics Letters*, Vol. 96, pp 184103 1-3, 2010
- [ERT 11] A. Erturk, D. J. Inman, “Appendix c: Modal analysis of a uniform cantilever with a tip mass”, *Piezoelectric Energy Harvesting*, pp. 353-366, 2011
- [ERT 12] A. Erturk, “Assumed-modes modeling of piezoelectric energy harvesters: Euler-Bernoulli, Rayleigh, and Timoshenko models with axial deformation”, *Computers and Structures*, Vol. 106-107, pp 214-227, 2012
- [ESM 03] E. Esmailzadeh, N. Jalili, “Vehicle passenger-structure interaction of uniform bridges traversed by moving vehicles”, *Journal of Sound and Vibration*, pp. 611-635, 2003

## F

- [FAN 14] K.-Q. Fan, F.-B. Chao, J.-G. Zhang, W.-D. Wang, X.-H. Che, “Design and experimental verification of a bi-directional nonlinear piezoelectric energy harvester”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 86, pp. 561-567, 2014
- [FIJ 11] B. T. Fijalkowski, “Automotive Mechatronics: Operational and Practical Issues”, Vol. 52, pp. 255-279, 2011
- [FIL 07] G. Filippini, N. Nigro, S. Junco, “Vehicle dynamics simulation using bond graph”, *Processing 3<sup>rd</sup> International Conference IMAACA’2007*, February, 2007
- [FOI 12] A. R. Md. Foisal, C. Hong, G.-S. Chung, “Multi-frequency electromagnetic energy harvester using a magnetic spring cantilever”, *Sensors and Actuators A.*, Vol. 182, pp. 106-113, 2012
- [FOU 17] O. Foupouapouognigni, C. Nono Dueyou Buckjohn, M. Siewe Siewe, C. Tchawoua, “Nonlinear electromechanical energy harvesters with fractional inductance”, *Chaos, Solicitations and Fractals*, Vol. 103, pp. 12-22, 2017
- [FRA 17] V. R. Franco, P. S. Varoto, “Parameters uncertainties in the design and optimization of cantilever piezoelectric energy harvesters”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 93, pp. 593-609, 2017
- [FLU] <https://altairhyperworks.com/product/flux>

## G

- [GA0 07] W. Gao, N. Zhang, H. P. Du, “A half-car model for dynamic analysis of vehicles with random parameters”, *5<sup>th</sup> Australasian Congress on Applied Mechanics, ACAM 2007*, 10-12 December, Brisbane, Australia, 2007
- [GAU 03] L. Gaul, M. Kögl, M. Wagner, “Boundary element methods for engineers and scientists, an introductory course with advanced topics”, *Springer-Verlag Berlin Heidelberg*, 2003
- [GAR 16] C. Garcia-Tenorio, N. Quijano, E. Mojica-Nava, J. Sofrony, “Bond Graph model-based for IDA-PBC”, *IEEE Conference on Control Applications (CCA)*, Buenos Aires, Argentina, 19-20 September, 2016

- [GAS 14] P. Gasnier, “Circuit de récupération d’énergie mécanique pour l’alimentation de capteurs communicants sans fil”, 2014
- [GEN 17] G. Genta, A. Genta, “Road Vehicle Dynamics”, Fundamentals of Modelling and Simulation, Series on Advances in Mathematics for Applied Sciences, Vol. 88, 2017
- [GOL 05] R. B. Goldner, P. Zerigan, “Electromagnetic linear generator and shock absorber”, US Patent number 6952060, 2005
- [GON 03] J. P. Gonçalves, J. A. Ambrosio, “Optimization of vehicle suspension systems for improved comfort of road vehicles using flexible multibody dynamics”, Nonlinear Dynamics, Vol. 34, no. 1, pp. 113-131, 2003
- [GUG 08] E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. W. Stanmers, G. Ghita, M. Giclea, “Semi-active suspension control: improved vehicle ride and road friendliness”, Springer, 2008
- [GUP 06] A. Gupta, J.A. Jendrzejczyk, J.M. Mulcahy, J. R. Hull, “Design of electromagnetic shock absorbers”, Int. J. Mech. Mater. Des. , Vol.3, pp. 285-291, 2006
- [GUY 06] D. Guyomar, C. Magnet, “Nonlinear processing of the output voltage a piezoelectric transformer”, IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and frequency Control, Vol. 53, no. 7, pp. 1362-1375, 2006
- [GUY 11] D. Guyomar, M. Lallart, “Recent progress in piezoelectric conversion and energy harvesting using nonlinear electronic interfaces and issues in small scale implementation”, Micromachines, Vol. 2, pp. 274-294, 2011
- [GYS 09] B. L. J. Gysen, J. L. G. Janssen, J. J. H. Paulides, E. A. Lomonova, “Design aspects of an active electromagnetic suspension system for automotive applications”, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 45, no. 5, pp. 1589-1597, 2009
- [GYS 10] B. L. J. Gysen, J. J. H. Paulides, J. L. G. Janssen, E. A. Lomonova, “Active electromagnetic suspension for improved vehicle dynamics”, IEEE Transactions on vehicular Technology, Vol. 59, no. 3, pp. 1156-1163, 2010

## H

- [HAN 13] M. Han, X. Zhang, W. Liu, X. Sun, X. Peng, H. Zhang, “Low-frequency wide-band hybrid energy harvester based on piezoelectric and turboelectric mechanism”, *Science China Technological Sciences*, Vol. 56, No. 8, pp. 1835-1841, 2013
- [HA0 02] T. Hao, “Electrorheological suspension”, *Advanced in Colloid and Interface Science*, Vol. 97, no. 1-3, pp. 1-35, 2002
- [HAR 11] A. Harb, “Energy Harvesting: State-of-the-art”, *Renewable Energy*, Vol. 36, pp. 2641-2654, 2011
- [HAR 13] R. L. Harne, K. W. Wang, “A review of the recent research on vibration energy harvesting via bistable systems”, *Smart Materials and Structures*, Vol. 22, pp. 1-12, 2013
- [HAR 15] A. Haroun, I. Yamada, S. Warisawa, “Study of electromagnetic vibration energy harvesting with free/impact motion for low frequency operation”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 349, pp. 389-402, 2015
- [HAT 09] G. Hatipoglu, H. Urey, “FR4-based electromagnetic energy harvester for wireless tire sensor nodes”, *Procedia Chemistry*, Vol. 1, pp. 1211-1214, 2009
- [HSI 16] Y. G. Hsieh, J. J. Chen, H. S. Chen, W. J. Wu, “An integrated circuit design of high efficiency parallel-SSHI rectifier for piezoelectric energy harvesting”, *PowerMEMS 2016, Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 773, pp. 1-5, 2016
- [HWA 14] G. -T. Hwang, H. Park, J.-H. Lee, S. Oh, K.-I. Park, M. Byun, H. Park, G. Ahn, C. K. Jeong, K. No, H. Kwon, S.-G. Lee, B. Joung, K. J. Lee, “Self-powered cardiac pacemaker enabled by flexible single crystalline PMN-PT piezoelectric energy harvester”, *Advanced Materials*, Vol. 26, no. 28, pp. 4880-4887, 2014

## I

- [INT 1] <http://www.ccf.fr/L-electronique-devrait-representer-150891>
- [ISO 95] International Organization for Standardization, “Mechanical vibration road surface profiles reporting of measured data”, *Norme ISO 8608:1995*, 1995, available: <http://www.iso.org/standard/15913.html>

## J

- [JAZ 14] R. N. Jazar, “Vehicle Dynamics: Theory and Application”, 2<sup>nd</sup> edition, 2014
- [JEM 16] A. Jemai, F. Najjar, M. Chafra, Z. Ounais, “Modeling and parametric analysis of a unimorph piezocomposite harvester with interdigitated electrodes”, *Composites Structures*, Vol. 135, pp. 176-190, 2016
- [JHA 13] S. K. Jha, “Characteristics and sources of noise and vibration and their control in motor cars”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 74, no. 4, pp. 543-558, 1976
- [JIN 13] Z. Jin-qiu, P. Zhi-zhao, Z. Lei, Z. Yu, “A review on energy regenerative suspension systems for vehicles”, proceedings of the World Congress on Engineering, WCE 2013, London, U.K., Vol. 3, pp. 1-4, 2013
- [JOH 14] P. Johannesson, I. Rychlik, “Modelling of road profiles using roughness indicators”, *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 66, No. 4, pp. 317-346, 2014
- [JON 08] M. Jonasson, F. Roos, “Design and evaluation of an active electromechanical wheel suspension system”, *Mechatronics*, Vol. 18, pp. 218-230, 2008
- [JUN 15] J. Jung, P. Kim, J.-I. Lee, J. Seok, “Nonlinear dynamic and energetic characteristic of piezoelectric energy harvester with two rotatable external magnets”, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 92, pp. 206-222, 2017

## K

- [KAM 10] T. J. Kamierski, S. P. Beeby, “Energy harvesting systems: principles, modeling and applications”, Berlin: Springer, pp. 1-17, 2010
- [KAW 07] Y. Kawamoto, Y. Suda, H. Inoue, T. Kondo, “Modelling of electromagnetic damper for automotive suspension”, *Journal of System Design and Dynamics*, Vol. 1, no. 3, pp. 524-535, 2007
- [KEC 17] K. Kecik, A. Mitura, S. Lenci, J. Warminski, “Energy harvesting from a magnetic levitation system”, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2017
- [KHA 08] F. Khameneifar, S. Arzanpour, “Energy harvesting from pneumatic tires using piezoelectric transducers”, *ASME Conference on Smart Materials, Adaptive*

## Bibliographie

Structures and Intelligent Systems, SMASIS08, Turf Valley Resort, Ellicott City, Maryland, USA, October 28-30, 2008

- [KHA 10] A. Khaligh, P. Zeng, C. Zheng, “Kinetic Energy Harvesting Using Piezoelectric and Electromagnetic Technologies – State of the Art”, IEEE transactions on Industrial Electronics, Vol. 57, pp.850-860, 2010
- [KHE 04] M. Khemliche, I. Dif, S. Latreche, B. O. Bouamama, “Modelling and analysis of an active suspension  $\frac{1}{4}$  of vehicle with bond graph”, First International Symposium on Control, Communications and Signal Processing, Hammamet, Tunisia, 21-24 March, 2004
- [KIM 11] S. Kim, S. Bang, K. K. Chun, “Temperature effect on the vibration based electrostatic energy harvester”, IEEE Conference TENCON 2011, Bali, Indonesia, pp. 1317-1320, 2011
- [KUM 16] A. Kumar, S. S. Balpande, S. C. Anjankar, “Electromagnetic energy harvester for low frequency vibrations using MEMS”, 7<sup>th</sup> International Conference on Communication, Computing and Virtualization 2016, Procedia Computer Science, Vol. 79, pp. 785-792, 2016
- [KW0 13] S.-D. Kwon, J. Park, K. Law, “Electromagnetic energy harvester with repulsively stacked multilayer magnets for low frequency vibrations”, Smart Materials and Structures, Vol. 22, pp. 1-13, 2013

## L

- [LAF 14] B. Lafarge, O. Curea, A. Hacala, B. Talon, “Analysis, design and simulation of an electromechanical energy harvesting system using a linear movement”, ICGE 2014, International Conference on Green Energy, Sfax, Tunisie, 25-27 Mars 2014
- [LAF 15] B. Lafarge, S. Cagin, O. Curea, A. Hacala-Perret, “From functional analysis to energy harvesting system design: application to car suspension”, International Journal on Interactive Design and Manufacturing, Springer Verlag, 2015
- [LAF 18] B. Lafarge, S. Grondel, C. Delebarre, E. Cattan, “A validated simulation of energy harvesting with piezoelectric cantilever beams on a vehicle suspension using Bond Graph approach”, Mechatronics, 2018

- [LAL 10] M. Lallart, S.R. Anton, D.J. Inman, “Frequency self-tuning scheme for broadband vibration energy harvesting”, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 21, No. 9, pp. 897-906, 2010
- [LAR 13] M. G. Larson, F. Bengzon, “The finite element method: theory, implementation, and applications”, Springer Berlin Heidelberg, Vol. 10, 2013
- [LAU 05] C. Lauwerys, J. Swevers, P. Sas, “Robust linear control of an active suspension on a quarter car test-rig”, *Control Engineering Practice*, Vol. 13, pp. 577-586, 2005
- [LEC 10] L. Lechevalier, J.-M. Le Breton, P. Tenaud, A. Morel, S. Brassard, „Aimants permanents-Applications et perspectives“, *Techniques de l’Ingénieur*, 2007
- [LEE 10] C. Lee, D. Stamp, N. R. Kapania, J. O. Mur-Miranda, “Harvesting vibration energy using nonlinear oscillations of an electromagnetic inductor”, *Energy harvesting and storage: Materials, Devices, and Applications*, Vol. 7683, Orlando, Florida, United States, 2010
- [LEE 14] J. Lee, B. Choi, “Development of a piezoelectric energy harvesting system for implementing wireless sensors on the tires”, *Energy conversion and management*, Vol. 78, pp-32-38, 2014
- [LEF 05] E. Lefeuvre, A. Badel, C. Richard, D. Guyomar, “Piezoelectric energy harvesting device optimization by synchronous electric charge extraction”, *Journal of Intelligent Material systems and Structures*, Vol. 16, no. 10, pp. 865-876, 2005
- [LI 01] W. Li, F. Gu, A. D. Ball, A. Y. T. Leung, C. E. Phipps, “A study of the noise from diesel engines using the independent component analysis”, *Mechanical Systems and Signal Proceeding*, Vol. 6, no. 15, pp. 1165-1184, 2001
- [LI 11] S. Li, J. Yuan, H. Lipson, “Ambient wind energy harvesting using cross-flow fluttering”, *Journal of Applied Physics*, Vol. 109, no. 2, 2011
- [LI 13a] Z. Li, L. Zuo, J. Kuang, G. Luhrs, “Energy harvesting shock absorber with a mechanical motion rectifier”, *Smart Material and Structures*, Vol. 22, no. 2, 2013
- [LI 13b] Z. Li, L. Zuo, G. Luhrs, L. Lin, Y.-X. Qin, “Electromagnetic energy-harvesting shock absorbers: design, modeling, and road tests”, *IEEE Transactions on Vehicular technology*, Vol. 62, no. 3, 2013

## Bibliographie

- [LI 13c] P. Li, L. Zuo, “Assessment of vehicle performance with energy harvesting shock absorber”, SAE International Journal Passengers Cars – Mechanical System, Vol. 6, no. 1, pp. 18-27, 2013
- [LI 13d] B. Li, A.J. Laviage, J.H. You, Y.-J. Kim, “Harvesting low-frequency acoustic energy using multiple PVDF beam arrays in quarter-wavelength acoustic resonator”, Applied Acoustics, Vol. 74, pp. 1271-1278, 2013
- [LI 14] H. Li, C. Tian, Z. D. Deng, “Energy harvesting from low frequency applications using piezoelectric materials”, Applied Physics Reviews, Vol. 1, pp. 1-20, 2014
- [LI 16] S. Li, A. Crovetto, Z. Peng, A. Zhang, O. Hansen, M. Wang, X. Li, F. Wang, “Bi-resonant structure with piezoelectric PVDF films for energy harvesting from random vibration sources at low frequency”, Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 247, pp. 547-554, 2016
- [LI 17] Y. Li, W. Zhang, Y. Zhang, J. Cao, “A batch-fabricated electromagnetic energy harvester based on flex-rigid structures”, Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 263, pp. 571-579, 2017
- [LI 19] H. Li, C. Tian, Z. D. Deng, „Energy harvesting from low frequency applications using piezoelectric materials“, Applied Physics Reviews, vol. 1, no. 4, pp. 1-20, 2014
- [LIE 10] I. C. Lien, Y. C. Shu, W. J. Wu, S. M. Shiu, H. C. Lin, “Revisit of series-SSHI with comparisons to other interfacing circuits in piezoelectric energy harvesting”, Smart Materials and Structures, Vol. 19, pp. 1-12, 2010
- [LIN] Linear Technologie, “LTC3588-1 Nanopower energy harvesting power supply”, available: <http://cds.linear.com/docs/en/datasheet/35881fc.pdf>
- [LIN 10a] X. Lin, Y. Bo, G. Xuexun, Y. Jun, “Simulation and performance evaluation of hydraulic transmission electromagnetic energy-regenerative active suspension”, Second WRI Global Congress on Intelligent Systems, 2010
- [LIN 10b] X. Lin, G. Xuexun, “Hydraulic transmission electromagnetic energy-regenerative active suspension and its working principle”, IEEE, 2010
- [LIU 11a] L. Liu, F. G. Yuan, “Nonlinear vibration energy harvester using diamagnetic levitation”, Applied Physics Letters, Vol. 98, pp. 203507 1-3, 2011

- [LIU 11b] S. Liu, H. Wei, W. Wang, "Investigation on some key issues of regenerative damper with rotary motor for automobile suspension", International Conference on Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology, pp. 1435 - 1439, 2011
- [LIU 13a] H. Liu, Y. Qian, C. Lee, "A multi-frequency vibration-based MEMS electromagnetic energy harvesting device", Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 204, pp. 37-43, 2013
- [LIU 13b] L. Liu, F. G. Yuan, "Diamagnetic levitation for nonlinear vibration energy harvesting: Theoretical modeling and analysis", Journal of Sound and Vibration, Vol. 332, pp. 455-464, 2013
- [LIU 15] H. Liu, Z. Yang, "ZnO-Nanowires based power generation from low frequency vibration", proceedings of the 10th IEEE International Conference on Nano/Micro Engineered and Molecular Systems (IEEE-NEMS 2015), Xi'an, China, April 7-11, 2015
- [LIU 16] S. Liu, Q. Cheng, D. Zhao, L. Feng, "Theoretical modeling and analysis of two-degree-of-freedom piezoelectric energy harvester with stopper", Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 245, pp. 97-105, 2016
- [LÖH 07] M. Löhndorf, T. Kvisteroy, E. Westby, E. Halvorsen, "Evaluation of energy harvesting concepts for tire pressure monitoring systems", PowerMEMS, pp. 331-334, 2007
- [LON 10a] Z. Longxin, W. Xiaogang, "Structure and Performance Analysis of Regenerative Electromagnetic Shock Absorber", Journal of Networks, Vol. 5, No. 12, 2010
- [LON 10b] Z. Longxin, W. Xiaogang, "Structure and Magnetic Field Analysis of Regenerative Electromagnetic Shock Absorber", WASE International Conference on Information Engineering, pp. 152 - 155, 2010
- [LOP 13] M. López-Suàrez, J. Agustí, F. Torres, R. Rurali, G. Abadal, "Inducing bistability with local electret technology in a microcantilever based non-linear vibration energy harvester", Applied Physics Letters, Vol. 102, pp.153901 1-4, 2013
- [LOP 17] G. Loprencipe, P. Zoccali, "Use of generated artificial road profiles in road roughness evaluation", Journal of Modern Transportation, Vol. 25, no. 1, pp. 24-33, 2017

## Bibliographie

[LUM 16] M. F. Lumentut, I. M. Howard, “Parametric design-based modal damped vibrational piezoelectric energy harvesters with arbitrary proof mass offset: numerical and analytical validations”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 68-69, pp. 562-586, 2016

[LUO 17] C. Luo, H. Xu, Y. Wang, P. Li, J. Hu, W. Zhang, “Unsymmetrical, interdigital energy harvester: bandwidth adjustment based on mode separation technique”, *sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 257, pp. 30-37, 2017

## M

[MAK 11] K.H. Mak, S. McWilliam, A.A. Popov, C.H.J. Fox, “Performance of a cantilever piezoelectric energy harvester impacting a bump stop”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 330, No. 5, pp. 6184-6202, 2011

[MAN 09] B. P. Mann, N. D. Sims, “Energy harvesting from nonlinear oscillations of magnetic levitation”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 319, no. 1-2, pp. 515-530, 2009

[MAN 09b] B. P. Mann, N. D. Sims, “On the performance and resonant frequency of electromagnetic induction energy harvesters”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 329, no. 9, pp. 1348-1361, 2009

[MAN 10a] B. P. Mann, B. A. Owens, “Investigations of a linear energy harvester with a bistable potential well”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 329, pp. 1215-1226, 2010

[MAN 10b] M. O. Mansour, M. H. Arafa, S. M. Megahed, “Resonator with magnetically adjustable natural frequency for vibration energy harvesting”, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 163, pp. 297-303, 2010

[MAN 10c] B. P. Mann, N. D. Sims, “On the performance and resonant frequency of electromagnetic induction energy harvesters”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 329, no. 9, pp. 1348-1361, 2010

[MAR 01] D. Margolis, T. Shim, “A Bond Graph model incorporation sensors, actuators and vehicles dynamics”, *Journal of Franklin Institute*, Vol. 338, no. 1, pp. 21-34, 2001

[MEM 14a] H. Mèmeteau, B. Collomb, Dunod, “Technologie fonctionnelle de l’automobile – Tome 1 : le moteur et ses auxiliaires”, Ed. 7, 2014, ISBN 978 2 10 070824 6

- [MEM 14b] H. Mèmeteau, B. Collomb, Dunod, “Technologie fonctionnelle de l’automobile – Tome 2 : Transmission, train roulant et équipement électrique”, Ed 7, 2014, ISBN 978 2 10 070824 5
- [MEN 14] B. Meng, W. Tang, X.S. Zhang, M.D. Han, X.M. Sun, W. Liu, H.X. Zhang, “A high performance triboelectric generator for harvesting low frequency ambient vibration energy”, IEEE 27th International Conference on Micro Electro Mechanical Systems (MEMS), pp. 346-349, San Francisco, CA, 26-30 January, 2014
- [MER 13] R. Merzoucki, A. K. Samantaray, P. M. Pathak, B. O. Bouamama, “Intelligent mechatronic systems, modeling, control and diagnosis”, Springer-Verlag London, 2013
- [MIN 11] D. Min, S. Jing, “Design for automobiles magneto-rheological damper and research on Polynomial model”, IEEE, 2011
- [MIN 12] Y. Minami, E. nakamachi, “Development of enhancement piezoelectric energy harvester induced by human motion”, 34th Annual International Conference of the IEEE EMBS San Diego, California, USA, pp. 1627-1630, August 28 – September 1, 2012
- [MOC 14] M. Mocradi, A. Fekih, “Adaptive PID-sliding-mode fault tolerance control approach for vehicle suspension systems subject to actuator fault”, IEEE Transactions on Vehicular, 2014
- [MON 12] M. Montazeri, O. Kaviani pour, “Investigation of the passive electromagnetic damper”, Acta. Mech., Vol. 223, pp. 2633 - 2646, 2012
- [MOR 11] R. Morais, N. M. Silva, P. M. Santos, C. M. Frias, J. A. F. Ferreira, A. M. R., J. A. O. Simoes, J. M. R. Batista, M. C. Reis, “Double permanent magnet vibration power generator for smart hip prosthesis”, Sensors and Actuators A : Physical, Vol. 172, pp. 259-268, 2011
- [MOR 12] M. L. Morgado, L. F. Morgados, E. Henriques, N. Silva, P. Santos, M. Santos, J. Ferreira, M. Reis, R. Morais, “Nonlinear modeling of vibrational energy harvesters for smart prostheses”, Proc. Eurosensors XXVI, Krakow, Poland, September 9-12, 2012

## Bibliographie

- [MUN 13] A. Munaz, B.-C. Lee, G.-S. Chung, “A study of an electromagnetic energy harvester using multi-pole magnet”, *Sensors and Actuators*, Vol. A, No. 201, pp. 134-140, 2013

## N

- [NAI 17] S. Naifar, S. Bradai, C. Viehweger, O. Kanoun, “Survey of electromagnetic and magnetoelectric vibration energy harvesters for low frequency excitation”, *Measurement*, Vol. 106, pp. 251-263, 2017

## O

- [OLI 02] J. R. Olivier, R. R. Neurgaonkar, A. P. Moffatt, M. Khoshnevisan, J. G. Nelson, “Piezoelectric energy harvester and method”, US6407484, 2002
- [OOI 14] B. L. Ooi, J. M. Gilbert, “Design of wideband vibration-based electromagnetic generator by means of dual-resonator”, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 213, pp. 9-18, 2014
- [OZE 17] H. O. Ozer, Y. Hacioglu, N. Yagiz, “High order sliding mode control with estimation for vehicle active suspension”, *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, 2017

## P

- [PAN 98] L. Pang, G. M. Kamath, N. M. Wereley, “Analysis and testing of a linear stroke magnetorheological damper”, *American Institute for Aeronautics, AIAA/ASME/AHS Adaptive Structure Forum*, Long Beach CAS, Vol. CP0803, no. AIAA 98-2040, Part 4, pp. 2841-2856, 1998
- [PI 13] Z. Pi, L. Zhu, J. Zang, D. Wu, D. Wei Zhang, Z.-B. Zhang, S.-L. Zhang, “Ultra-low frequency P(VDF-TrFE) piezoelectric energy harvester on flexible substrate”, *IEEE 10th International Conference on ASIC (ASICON)*, pp. 1-4, Shenzhen, 28-31 October, 2013
- [PLA 05a] S. R. Platt, S. Farritor, K. Gravin, H. Haider, “The use of piezoelectric ceramics for electric power generation within orthopedic implants”, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 10, no. 4, 2005

- [**PLA 05b**] S.R. Platt, S. Farritor, H. Haider, “On low-frequency electric power generation with PZT ceramics”, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 10, No. 2, pp. 240-252, 18 Avril, 2005
- [**P00 85**] E. L. Poole, J. M. Ortega, “Incomplete Choleski Conjugate Gradient on the Cyber 203/205”, Supercomputer Applications, Plenum Press, New York, 1985
- [**PRA 14**] P. Podder, A. Amann, S. Roy, “FR4 based bistable electromagnetic vibration energy harvester”, Procedia Engineering, EUROSENSORS 2014, the XXVIII edition of the conference series, Vol. 84, pp. 767-770, 2014
- [**PRI 09**] S. Priya, D. J. Inman, “Energy harvesting technologies”, Berlin: Springer, pp. 129-161, 2009

## R

- [**RAD 17**] J. J. Radice, P. J. Ellsworth, M. A. Romano, N. Lazarus, S.S. Bedair, “On the use of discontinuous nonlinear bistable dynamics to increase the responsiveness of energy harvesting devices”, Mechanics research Communications, Vol. 84, pp. 49-54, 2017
- [**RAH 11**] A. Rahimi, O. Zorlu, A. Muhtaroglu, H. Kùlah, “A compact Electromagnetic vibration harvesting system with high performance interface electronics”, Proc. Eurosensors XXVI, Athens, Greece ,September 4-7, 2011
- [**RAI 15**] A. R. M. Siddique, S. Mahmud, B. V. Heyst, “A comprehensive review on vibration based micro power generators using electromagnetic and piezoelectric transducer mechanisms”, Energy Conversion and Management, Vol. 106, pp. 728-747, 2015
- [**RAJ 11**] R. Rajamani, “Vehicle Dynamics and Control”, Second Edition, Springer, Boston, MA, 2011
- [**REN 09**] M. Renaud, P. Fiorini, R. van Schaijk, C. van Hoof, “Harvesting energy from the motion of human limbs: the design and analysis of an impact-based piezoelectric generator”, Smart Materials and Structures, Vol. 18, no. 3, 2009
- [**REZ 17**] M. Rezaei, S. E. Khadem, P. Firoozy, “Broadband and tunable PZT energy harvesting utilizing local nonlinearity and tip mass effects”, International journal of Engineering science, Vol. 18, pp. 1-15, 2017

## Bibliographie

- [ROU 04] S. Roundy, P.K. Wright, “A piezoelectric vibration based generator for wireless electronics”, *Smart Materials and Structures*, Vol. 13, No. 5, pp. 1131-1142, 2004
- [ROU 08] S. Roundy, “Energy harvesting for tire pressure monitoring systems: design considerations”, *proceedings of PowerMEMS 2008 + microEMS 2008*, pp. 1-6, Sendai, Japan, November 9-12, 2008
- [ROU 13] S. Roundy, E. Takahashi, “A planar electromagnetic energy harvesting transducer using a multi-pole magnetic plate”, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 195, pp. 98-104, 2013

## S

- [SAH 08] C. R. Saha, T. O'Donnell, N. Wang, P. McCloskey, “Electromagnetic generator for harvestin energy from human motion”, *Sensors and Actuators A*, Vol. 147, pp. 248-253, 2008
- [SAH 12] C. R. Saha, P. H. Riley, J. Paul, Z. Yu, A. J. Jaworski, C. M. Johnson, “Halbach array linear alternator for thermo-acoustic engine”, *Sensors and Actuators A*, Vol. 178, pp. 179-187, 2012
- [SAI 12] T. Sainthuille, “Récupération d'énergie vibratoire pour systèmes de contrôle santé intégré de structures aéronautiques”, 2012
- [SAR 11] E. Sardini, M. Serpelloni, “An efficient electromagnetic power harvesting device for low-frequency applications”, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 172, pp. 475-482, 2011
- [SAT 00] Y. Sathyanarayana, M. L. Munjal, “A hybrid approach for aeroacoustics analysis of the engine exhaust system”, *Applied Acoustics*, pp. 1-26, 2000
- [SAV 10] S. Savaresi, C. Poussot-Vassat, C. Spelta, O. Senname, L. Dugard, “Semi-active suspension control design for vehicles”, 1<sup>st</sup> Edition, Butterworth-Heinemann, 2010
- [SAY 89] M. W. Sayers, “Two quarter-car models for defining road roughness: IRI and HRI”, *Transportation Research record* 1215, pp. 165-172, 1998
- [SAY 98] M. Sayers, S. Karamihas, “The Little Book of Profiling: Basic information about Measuring and Interpreting Road Profiles”, The Regent of the University of Michigan, pp.100, 1998

- [SEV 15] R. Seveno, B. Guiffard, T. Dufay, J.C. Thomas, "Flexible PZT/aluminum thin films characterizations for energy harvesting at very frequencies ( $\sim 1\text{Hz}$ )", Joint IEEE International Symposium on the Applications of Ferroelectric, International Symposium on Integrated Functionalities and Piezoelectric Force Microscopy Workshop (ISAF/ISIF/PFM), Singapore, pp. 94-97, 24-27 May, 2015
- [SHE 99] N. S. Shenck, "A demonstration of useful electric energy generation from piezoceramics in a shoe", Master of Science, MIT, 1999
- [SHI 08] A. Shirahatti, P. S. S. Prasad, P. Panzade, M. M. Kulkarni, "Optimal design of passenger car suspension for ride and road holding", Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 30, no. 1, pp. 67-76, 2008
- [SHU 10] R. Shukla, S. A. Qaisar, A. J. Bell, "Towards the development of efficient low frequency piezoelectric energy harvesters", IEEE International Symposium on the Applications of Ferroelectrics (ISAF), pp. 1-4, Edinburgh, UK, 2010
- [SID 17] A. R. M. Siddique, S. Mahmud, B. V. Heyst, "Energy conversion by „T-shaped“ cantilever type electromagnetic vibration based micro power generator from low frequency vibration sources", Energy Conversion and Management, Vol. 133, pp. 399-410, 2017
- [SIL 08] L. I. Silva, G. A. Magallan, C. H. De Angelo, G. O. Garcia, "Vehicle dynamics using multi-bond graph: four wheel electric vehicle modeling", 34<sup>th</sup> Annual Conference of IEEE Industrial Electronics IECON 2008, Orlando, FL, USA, pp. 2846-2851, pp. 10-13 November, 2008
- [SIL 10] L. I. Silva, G. A. Magallan, P. M. de la Barrera, C. H. De Angelo, G. O. Gracia, "Modeling of electric vehicles dynamics with multi-bond graphs", IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC, Lille, France, 1-3 September, 2010
- [SIN 87] P. K. Sinha, "Electromagnetic Suspension – Dynamics and Control", London: Peter Peregrinus Ltd, 1987
- [SIN 12] K. B. Singh, V. Bedekar, S. Taheri, S. Priya, "Piezoelectric vibration energy harvesting system with an adaptative frequency tuning mechanism for intelligent tires", Mechatronics, Vol. 22, pp. 970-988, 2012
- [SLE 10] H. Sleiman., "Système de suspension semi-active à base de fluide magnétorhéologique pour l'automobile", 2010

## Bibliographie

- [SNY 85] D. S. Snyder, "Piezoelectric reed power supply for use in abnormal tire condition warning systems", US4504761, 1985
- [SOL08] M. S. Soliman, E. M. Abdel-Rahman, E. F. El-Saadany, R. R. Mansour, "A wideband vibration-based energy harvester", *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Vol. 18, no. 11, 2008
- [SON 14] M. Song, Y. Zhang, M. Peng, J. Zhai, "Low frequency wideband nano generators for energy harvesting from natural environment", *Nano Energy*, Vol. 6, pp. 66-72, 2014
- [SPR 12] D. Spreemenn, Y. Manoli, "Electromagnetic vibration energy harvesting devices", *Springer Series in advanced Microelectronics*, Vol. 35, 2012
- [STR 07] A. Stribrsky, K. Hyniova, J. Honcu, A. Kruczek, "Energy recuperation in automotive active suspension systems with linear electric motor", *Mediterranean Conference on Control and Automation*, July 27-29, Athens, Greece, 2007
- [SUN 13] W. Sun, H. Gao, B. Yao, "Adaptive robust vibration control of full car active suspension with electrohydraulic actuators", *IEEE Transaction on Control System*, 2013
- [SUN 16] W. Sun, H. Pan, H. Gao, "Filter-based adaptive vibration control for active vehicle suspension with electrohydraulic actuators", *IEEE Transaction on Vehicular*, 2016
- [SUN 17] S. Sun, X. Tang, W. Li, H. Du, "Advanced vehicle suspension with variable stiffness and damping MR damper", *IEEE International Conference on Mechatronics (ICM)*, Churchill, VIC Australia, 13-15 February, 2017

## T

- [TAL 12] B. Talon, O. Curea, A. Hacala, B. Lafarge, "Amortisseur à récupération d'énergie électromagnétique", SOBEN SAS, dépôt septembre 2012
- [TAN 11] X. Tang, L. Zuo, "Enhanced vibration energy harvesting using dual-mass systems, *Journal of Sound and vibration*", Vol. 330, pp. 5199-5209, 2011
- [TAN 14] X. Tang, T. Lin, L. Zuo, "Design and optimization of a tubular linear electromagnetic vibration energy harvester", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 19, pp. 615-622, 2014

- [TAN 17] X. Tang, H. Du, S. Suan, D. Ning, Z. Xing, W. Li, “Takagi-Sugeno Fuzzy control for semi-active vehicle suspension with magnetorheological dampers and experimental validation”, IEEE/ASME Transaction on Mechatronics, Vol. 22, no. 1, pp. 291-300, 2017
- [TAY 01] G. W. Taylor, J. R. Burns, S. A. Kammann, W. B. Powers, T. R. Welsh, “The energy harvesting Eel: a small subsurface ocean/river power generator”, IEEE Journal of Oceanic Engineering, Vol. 26, no. 4, pp. 539-547, 2001
- [TOY 17] R. M. Toyabur, M. Salauddin, J. Y. Park, “Design and experiment of piezoelectric multimodal energy harvester for low frequency vibration”, Ceramics International, 2017
- [TRI 85] C. G. Triplett, C. Christi, “Vehicular mounted piezoelectric generator”, US7429805, 1985
- [TSE 15] H. E. Tseng, D. Hrovat, “State of art and survey: active and semi-active suspension control”, Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol. 53, no. 7: State of the art papers of the 24<sup>th</sup> IAVSD Symposium, 2015
- [THE 04] S. Theodossiades, M. Gnanakumarr, H. Rahnejat, M. Menday, “Mode identification in impact-induced high-frequency vehicular driveline vibrations using elasto-multi-body dynamics approach”, Proc. Instn Mechn. Engrs, Part K: J. Multi-body Dynamics, Vol. 218, 2004

## U.V

- [VAN 12] D. A. Van Den Ende, H. J. Van De Wiel, W. A. Groen, S. Van Der Zwaag, “Direct strain energy harvesting in automobile tires using PZT-polymer composites”, Smart Materials and Structures, Vol. 21, pp. 1-11, 2012

## W

- [WAN 11] Z.G. Wan, Y.K. Tan, C. Yuen, “Review on Energy Harvesting and Energy Management for Sustainable Wireless Sensor Networks”, IEEE 13th International Conference on Communication Technology (ICCT), Jinan, Chine, pp. 362-367, September 25-28, 2011

## Bibliographie

- [WAN 12] H. Wang, X. Shan, T. Xie, "Performance optimization for cantilever piezoelectric energy harvester with a resistive circuit", Proceeding of 2012 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Chengdu, China, August 5-8, 2012
- [WAN 15] X. Wang, X. Liang, H. Wei, "A study of electromagnetic vibration energy harvesters with different interface circuits", Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 58-59, pp. 376-398, 2015
- [WAN 16a] R. Wang, F. Gu, R. Cattley, A. D. Ball, "Modelling, testing and analysis of a regenerative hydraulic shock absorber system", Energies, Vol. 9, no. 386, pp. 1-24, 2016
- [WAN 16b] X. Wang, X. Liang, Z. Hao, H. Du, N. Zhang, M. Qian, "Comparison of electromagnetic and piezoelectric vibration energy harvesters with different interface circuits", Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 72-73, pp. 906-924, 2016
- [WAN 17a] W. Wang, J. Cao, N. Zhang, J. Lin, W.-H. Liao, "Magnetic-spring based energy harvesting from human motions: design, modeling and experiments", Energy Conversion and Management, Vol. 132, pp. 189-197, 2017
- [WAN 17b] C. Wang, Q. Zhang, W. Wang, "Low-frequency wideband vibration energy harvesting by using frequency up-conversion and quin-stable nonlinearity", Journal of Sound and Vibration, Vol. 399, pp. 169-181, 2017
- [WAN 17c] S. Wang, L. Polac, E. Baron, "Phénomènes fondamentaux de l'acoustique des moteurs d'automobile", Technique de l'Ingénieur, 2017
- [WEI 17a] C. Wei, X. Jing, "A comprehensive review on vibration energy harvesting: modelling and realization", Renewable and Suitable Energy Reviews, Vol. 74, no. 1-18, 2017
- [WEI 17b] C. Wei, H. Taghavifar, "A novel approach to energy harvesting from vehicle suspension system: Half-vehicle model", Energy, Vol. 134, pp. 279-288, 2017
- [WEI 17c] C. Wei, X. Jing, "Vibrational energy harvesting by exploring structural benefits and nonlinear characteristics", Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, Vol. 48, pp. 288-306, 2017
- [WHI 17] J. Whiteley, "Finite element methods, a practical guide", Springer International Publishing, 2017

- [WIC 12] A. Wickenheiser, “Analysis of energy harvesting using frequency up-conversion by analytic approximations”, *Small-scale energy harvesting*, ISBN 978-953-51-0826-9, 2012
- [WU 14] Y. Wu, “Récupération d’énergie vibratoire large bande à partir de transducteurs piézoélectrique”, 2014
- [WU 15] X. Wu, D.-W. Lee, “Magnetic coupling between folded cantilevers for high-efficiency broadband energy harvesting”, *Sensors and Actuators A*, Vol. 234, pp. 17-22, 2015
- [WU 17] Y. Wu, H. Ji, J. Qiu, L. Han, “A 2-degree-of-freedom cubic nonlinear piezoelectric harvester intended for practical low-frequency vibration”, *Sensors and Actuators: A Physical*, 2017



- [XIA 15] H. Xiao, X. Wang, S. John, “A dimensionless analysis of a 2DOF piezoelectric vibration energy harvester”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 58-59, pp. 355-375, 2015
- [XIE 15a] X. Xie, Q. Wang, “A mathematical model for piezoelectric ring energy harvesting technology from vehicles tires”, *International Journal of Engineering Science*, Vol. 94, pp. 113-127, 2015
- [XIE 15b] X. D. Xie, Q. Wang, “Energy harvesting from a vehicle suspension system”, *Energy*, Vol. 86, pp. 385-392, 2015
- [XIE 17] X. D. Xie, A. Carpinteri, Q. Wang, “A theoretical model for a piezoelectric energy harvester with a tapered shape”, *Engineering Structures*, Vol. 114, pp. 19-25, 2017
- [XIE 18] L. Xie, J. Li, X. Li, L. Huang, S. Cai, “Damping-tunable energy-harvesting vehicle damper with multiple controlled generators: design, modeling and experiments”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 99, pp. 859-872, 2018
- [XUE 11] X. D. Xue, W. E. Cheng, Z. Zhang, J. K. Lin, D. H. Wang, Y. J. Bao, M. K. Wong, N. Cheung, “Study of Art of automotive active suspensions”, *4th International Conference on Power Electronics Systems and Applications*, pp. 360 – 366, 2011

## Y

- [YAG 08a] N. Yagiz, Y. Haciaglu, Y. Taskin, “Fuzzy slidding mode control of active suspension”, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 5, no. 11, pp. 3883-3890, 2008
- [YAG 08b] N. Yagiz, Y. Haciaglu, “Backslepping control of a vehicle with active suspension”, Control Engineering Practice, Vol. 16, no. 12, pp. 1457-1467, 2008
- [YAN 17a] S. Yan, W. Sun, “Self-powered suspension criterion and energy regenerative implementation scheme of motor-driven active suspension”, Mechanical Systems and Signal processing, Vol. 94, pp. 297-311, 2017
- [YAN 17b] Z. Yan, A. Erturck, J. Zu, “On the efficiency of piezoelectric energy harvesters”, Extreme Mechanics Letters, Vol. 15, pp. 26-37, 2017
- [YAN 17c] W. Yan, S. Towfighian, “A hybrid nonlinear vibration energy harvester”, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 90, pp. 317-333, 2017
- [YIL 17] T. Yildirim, M. H. Ghayesh, W. Li, G. Alici, “A review on performance enhancement techniques for ambient vibration energy harvesters”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 71, pp. 435-449, 2017
- [YOA 02] G. Z. Yoa, F. F. Yap, G. Chen, W. H. Ci, S. H. Yeo, “MR damper and its applications for semi-active control of vehicle suspension system”, Mechatronics, Elsevier, 2002

## Z

- [ZHA 07] Y. Zhang, K. Huang, F. Yu, Y. Gu, D. Li, “Experimental verification of energy-regenerative feasibility for an automotive electrical suspension system”, IEEE, 2007
- [ZHA 12] G. Zhang, J. Cao, F. Yu, “Design of active and energy-regenerative controllers for DC-motor-based suspension”, Mechatronics, Vol. 22, pp. 1124 – 1134, 2012
- [ZHA 15] Y. Zhang, X. Zhang, M. Zhan, K. Guo, F. Zhao, Z. Liu, “Study on a novel hydraulic pumping regenerative suspension for vehicles”, Journal of the Franklin Institute, Vol. 352, pp. 485-499, 2015

- [ZHA 16a] Z. Zhang, X. Zhang, W. Chen, Y. Rasim, W. Salman, H. Pan, Y. Yuan, C. Wang, “A high-efficiency energy regenerative shock absorber using supercapacitors for renewable energy applications in range extended electric vehicle”, *Applied Energy*, Vol. 178, pp. 177-188, 2016
- [ZHA 16b] X. Zhang, Z. Zhang, H. Pan, W. Salman, Y. Yuan, Y. Liu, “A portable high-efficiency electromagnetic energy harvesting system using supercapacitors for renewable energy applications in railroads”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 118, pp. 287-294, 2016
- [ZHA 17a] Y. Zhang, K. Guo, D. Wang, C. Chen, X. Li, “Energy conversion mechanism and regenerative potential of vehicle suspensions”, *Energy*, Vol. 119, pp. 961-970, 2017
- [ZHA 17b] Y. Zhang, H. Chen, K. Gao, X. Zhang, S. E. Li, “Electro-hydraulic damper for energy harvesting suspension: modelling, prototyping and experimental validation”, *Applied Energy*, Vol. 199, pp. 1-12, 2017
- [ZHA 17c] X. Zhang, H. Pan, L. Qi, Z. Zhang, Y. Yuan, Y. Liu, “A renewable energy harvesting system using a mechanical vibration rectifier (MVR) for railroads”, *Applied energy*, 2017
- [ZHA 17d] J. Zhang, Z. Fang, C. Shu, J. Zhang, Q. Zhang, C. Li, “A rotational piezoelectric energy harvester for efficient wind energy harvesting”, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 262, pp. 123-129, 2017
- [ZHA 17e] Y. Zhang, H. Chen, K. Gus, X. Zhang, S. Eben Li, “Electro-hydraulic damper for energy harvesting suspension: modeling prototyping and experimental validation”, *Applied Energy*, Vol. 199, pp. 1-12, 2017
- [ZHU 12] S. Zhu, W.-A. Shen, Y.-L. Xu, “Linear electromagnetic devices for vibration damping and energy harvesting modeling and testing”, *Engineering Structures*, Vol. 34, pp. 198-212, 2012
- [ZOU 17] H.-X. Zou, W.-M. Zhang, W.-B. Li, K.-X. Wei, Q.-H. Gao, Z.-K. Peng, “Design and experimental investigation of magnetically coupled vibration energy harvester using two inverted piezoelectric cantilever beams for rotational motion”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 148, pp. 1391-1398, 2017

## Bibliographie

- [ZUO 10] L. Zuo, B. Scully, J. Shestani, Y. Zhou, “Design and characterization of an electromagnetic energy harvester for vehicle suspensions”, *Smart Materials and Structures*, Vol.19, pp. 1-10, 2010
- [ZUO 13] L.Zuo, P.-S. Zhang, “Energy harvesting, ride comfort, and road handling of regenerative vehicle suspensions”, *Journal of vibration and acoustic*, Vol. 135, pp. 011002-1 - 011002-8, 2013

**Titre de la thèse en français :** Modélisation, simulation et mise en œuvre d'un système de récupération d'énergie. Application à un amortisseur semi-actif autonome

# RESUME

---

---

Ce travail est consacré à l'étude et à la mise au point de récupérateurs d'énergie intégrés à une suspension automobile afin par exemple d'alimenter soit un microcontrôleur, soit des capteurs, soit de réaliser le contrôle santé des pièces ou encore de rendre l'amortisseur au sein d'une suspension d'un véhicule semi-actif autonome en fonction du niveau d'énergie disponible. Compte tenu des types de déplacement disponible dans la suspension, il est naturel de s'orienter vers des techniques électromagnétiques pour la récupération d'énergie liée aux grands déplacements et vers des techniques piézoélectriques pour les vibrations.

L'utilisation de tels systèmes s'avère cependant complexe et un certain nombre de points techniques doivent être résolus pour les mettre en œuvre. En premier lieu, une parfaite connaissance des techniques de conversion piézoélectrique et électromagnétique est nécessaire. Dans ce but, le langage Bond Graph est utilisé et appliqué avec succès sur l'ensemble du système de suspension ainsi que sur les récupérateurs d'énergie en raison de sa capacité à traduire les effets physiques et les échanges énergétiques au sein de systèmes multiphysiques.

D'autre part, des confrontations simulation/expérience sont réalisées en laboratoire sur chacun des récupérateurs d'énergie piézoélectrique et électromagnétique, afin de s'assurer du bon fonctionnement de ces systèmes lors de leurs intégrations dans un véhicule réel. Ainsi, des défauts de nature différente comme la force magnétique déformant le mouvement de translation de l'amortisseur, la mauvaise conduction des lignes de champ magnétique ou les endommagements du matériau piézoélectrique lors d'essais répétés, sont analysés dans les premiers démonstrateurs afin d'être ensuite corrigés.

Enfin, un modèle global de suspension automobile intégrant simultanément les deux sous-systèmes de récupération d'énergie est étudié. Afin de compléter cette analyse, une modélisation du circuit de restitution et du stockage d'énergie est également proposée et permet une étude qualitative et quantitative des performances des systèmes de récupération d'énergie piézoélectrique et électromagnétique. Les résultats issus de ces modèles sont exploités dans le but de concevoir des récupérateurs d'énergie s'adaptant au mieux au domaine de l'automobile. Pour conclure, des tests sur route avec le récupérateur d'énergie piézoélectrique démontrent la validité de l'analyse théorique et la faisabilité des techniques développées.

**Mots clés:** Récupération d'énergie, amortisseur automobile, récupérateur d'énergie piézoélectrique, récupérateur d'énergie électromagnétique, modèle Bond Graph

**Titre de la thèse en anglais :** Modeling, simulation and implementation of an energy recovery system. Application to a semi-active autonomous damper

# ABSTRACT

---

---

This work is devoted to the study and the development of energy harvesters integrated in an automobile suspension, for example to supply either a microcontroller or sensors, or to perform an health check of parts or render semi-active the shock absorber within a suspension of an autonomous vehicle according to the level of energy available. Given the types of displacement available in the suspension, it is natural to move towards electromagnetic techniques for energy recovery related to large displacements and to piezoelectric techniques for vibrations.

However, the use of such systems is complex and a number of technical issues need to be addressed to implement them. First, a perfect knowledge of piezoelectric and electromagnetic conversion techniques is required. To this end, the Bond Graph language is used and successfully applied to the entire suspension system as well as energy harvesters because of its ability to translate physical effects and energy exchanges into multiphysics systems.

Furthermore, simulation / experiment confrontations are carried out in the laboratory on each of the piezoelectric and electromagnetic energy harvesters, to ensure the proper functioning of these systems during their integration into a real vehicle. Thus, defects of different nature such as the magnetic force deforming the translation movement of the damper, the poor conduction of the magnetic field lines or the damage of the piezoelectric material during repeated tests, are analyzed in the first demonstrators in order to be corrected.

Finally, a global model of automobile suspension simultaneously integrating the two subsystems of energy recovery is studied. To complete this analysis, a modeling of the circuit of restitution and energy storage is also proposed and allows a qualitative and quantitative study of the performances of piezoelectric and electromagnetic energy recovery systems. The results from these models are used to design energy recovery systems that best fit the automotive field. To conclude, road tests with the piezoelectric energy harvesters demonstrate the validity of the theoretical analysis and the feasibility of the techniques developed.

**Keywords:** Energy harvesting, car damper, piezoelectric harvester, electromagnetic harvester, Bond Graph modeling