

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ SAVOIE MONT BLANC

Spécialité : **Sciences pour l'Ingénieur**

Arrêtée ministériel : 25 mai 2016

Présentée par

Avetissian Tigran

Thèse dirigée par **Formosa Fabien**
et codirigée par **Badel Adrien**

préparée au sein du **Laboratoire SYMME : SYstèmes et Matériaux pour
la MÉcatronique**
dans l'**École Doctorale SIE : Sciences, Ingénierie et Environnement**

"Titre"

"Sous-titre"

Thèse soutenue publiquement le **"Date de soutenance"**,
devant le jury composé de :

M. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Examineur

Mme. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Rapporteur

M. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Rapporteur

M. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Directeur de thèse

M. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Co-Directeur de thèse

M. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Co-Encadrant de thèse

M. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Invité



...

Remerciements

MERCI

Table des matières

Remerciements	i
Table des matières	iii
Introduction générale	vii
I Introduction générale sur la récupération d'énergie	1
I.1 Introduction	2
I.2 Pourquoi faire de la récupération d'énergie	2
I.2.1 Appareils électroniques nomades	2
I.2.2 Longévité des batteries	2
I.3 Les types de gisements énergétiques existants	2
I.4 Verrous technologiques pour l'exploitation des sources d'énergies	2
I.5 Les grandes familles de récupérateurs d'énergie	2
I.5.1 Figures	2
I.5.2 Tableaux	3
II Cas particulier de la récupération d'énergie sur le corps humain	5
II.1 La récupération d'énergie sur le corps entier	6
II.1.1 Énergie thermique	6
II.1.2 Énergie chimique A VOIR	6
II.1.3 Énergie mécanique - cinétique	6
II.2 La récupération d'énergie autour de l'environnement de la tête	6
II.2.1 Énergie thermique	6
II.2.2 Énergie mécanique - cinétique	6
II.3 La récupération d'énergie dans le conduit auditif	6
II.4 Présentation des travaux	6
III Modélisation et simulation du système de récupération d'énergie intra-auriculaire	7
III.1 Exploiter au mieux l'énergie de déformation locale du canal auditif	8
III.1.1 Maximiser l'énergie extractible	8
III.1.2 Amplifier la fréquence de l'énergie source	10
III.1.3 Pertinence de la chaîne de conversion d'énergie envisagée	10
III.1.4 Solution proposée pour maximiser l'énergie récupérée	11
III.2 Cyclage du mouvement de la masse dynamique du bistable : valves hydrauliques	15
III.2.1 Solutions existantes pour la gestion directionnelle de fluide en mouvement	15
III.2.2 Solution proposée pour la gestion directionnelle de fluide en mouvement	17
III.3 Modélisation du convertisseur électromécanique	18

III.3.1	Modèle OB + GPA	20
III.3.2	Impact du circuit hydraulique sur le modèle OB + GPA	22
III.4	Modélisation du circuit hydraulique	22
III.4.1	Perte de charges dans une VH	22
III.4.2	Mise en équation du circuit hydraulique	23
III.5	Simulation et dimensionnement préliminaire du système de récupération	25
III.5.1	Critères de dimensionnement préliminaire	25
III.5.2	Modèle numérique du système global	27
III.5.3	Simulations et résultats	29
IV	Conception et fabrication du convertisseur électromécanique : OB + GPA	33
IV.1	Cahier des charges	34
IV.1.1	Architecture générale	34
IV.1.2	Choix technologique pour les articulation du bistable	34
IV.1.3	Critères de conception du bistable	34
IV.2	Dimensionnement et conception de l'oscillateur bistable	34
IV.2.1	Étude de flambement	34
IV.2.2	Dimensionnement des articulations du bistable	34
IV.3	Fabrication et caractérisations expérimentales	34
IV.3.1	Fabrication de la structure à lames monobloc	34
IV.3.2	Intégration du transducteur piézoélectrique à la structure monobloc	34
IV.3.3	Caractérisation du convertisseur électromécanique bistable résultant	34
IV.4	Corrélation modèle - essais et recalage	34
IV.4.1	Comparaison données théoriques et expérimentales	34
IV.4.2	Simulations après recalage	34
IV.4.3	Conclusion	34
V	Conception et fabrication des valves hydrauliques : tubes flexibles flambés	35
V.1	Cahier des charges	36
V.1.1	Modèle d'approximation du tube flambé	36
V.1.2	Diamètre hydraulique de fermeture	36
V.2	Conception	36
V.2.1	Comportement mécanique post-flambement des tubes flexibles	36
V.2.2	Intégration à l'oscillateur bistable	36
V.2.3	Validation numérique des tubes valve conçus	36
V.3	Caractérisations expérimentales	36
V.4	Implémentation dans le modèle système global	36
V.5	Corrélation modèle - essais et recalage	36
VI	Caractérisation expérimentale du prototype de récupération d'énergie intra-auriculaire complet	37
VI.1	Modèle système global	38
VI.2	Banc de test	38
VI.3	Résultats	38
VI.3.1	Actionnement unilatéral du bistable – 1 fermeture de mâchoire	38
VI.3.2	Actionnement bilatéral du bistable – 2 fermetures de mâchoire consécutives	38
VI.4	Corrélation modèle - essais et recalage	38
VII	Conclusion et perspectives	39
VII.1	Analyse critique du système	39
VII.2	Applications potentielles	39
VII.3	Conclusion	39

Bibliographie	I
Table des figures	III
Liste des tableaux	V
A Annexe 1	VII
A.1 Introduction	VIII
A.2 Conclusion	VIII

Introduction générale

*I*ntroduction générale [1] [2]

Introduction générale sur la récupération d'énergie

I.1 Introduction

*I*ntroduction générale [1] [2]

I.2 Pourquoi faire de la récupération d'énergie

I.2.1 Appareils électroniques nomades

I.2.2 Longévité des batteries

I.3 Les types de gisements énergétiques existants

I.4 Verrous technologiques pour l'exploitation des sources d'énergies

I.5 Les grandes familles de récupérateurs d'énergie

I.5.1 Figures

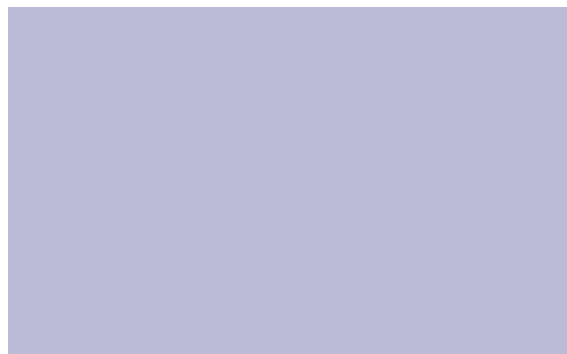
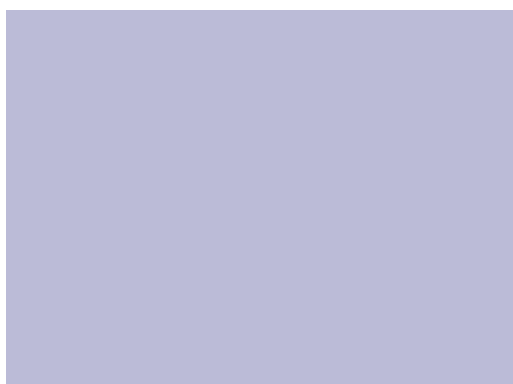
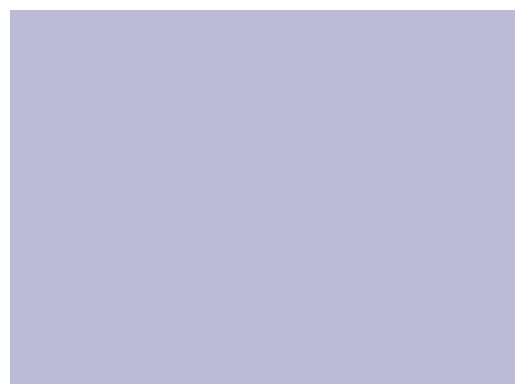


Figure I.1 – Figure simple



(a) double (a)



(b) double (b)

Figure I.2 – Figure double

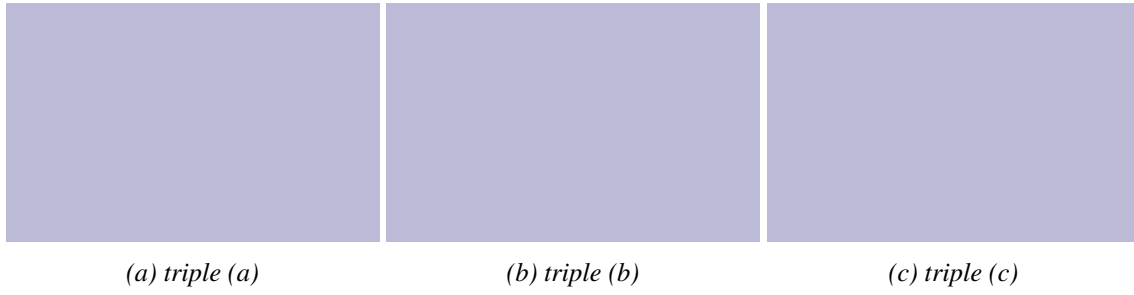


Figure I.3 – Figure triple

I.5.2 Tableaux

N°	A	B	C	D
1	x	x	0	0
2	0	x	0	0
3	x	0	x	0
4	x	x	0	x

Tableau I.1 – Tableau

Cas particulier de la récupération d'énergie sur le corps humain

Sommaire

I.1	Introduction	2
I.2	Pourquoi faire de la récupération d'énergie	2
I.2.1	Appareils électroniques nomades	2
I.2.2	Longévité des batteries	2
I.3	Les types de gisements énergétiques existants	2
I.4	Verrous technologiques pour l'exploitation des sources d'énergies	2
I.5	Les grandes familles de récupérateurs d'énergie	2
I.5.1	Figures	2
I.5.2	Tableaux	3

II.1 La récupération d'énergie sur le corps entier

II.1.1 Énergie thermique

II.1.2 Énergie chimique A VOIR

II.1.3 Énergie mécanique - cinétique

II.2 La récupération d'énergie autour de l'environnement de la tête

II.2.1 Énergie thermique

II.2.2 Énergie mécanique - cinétique

II.3 La récupération d'énergie dans le conduit auditif

II.4 Présentation des travaux

Modélisation et simulation du système de récupération d'énergie intra-auriculaire

Sommaire

II.1	La récupération d'énergie sur le corps entier	6
II.1.1	Énergie thermique	6
II.1.2	Énergie chimique A VOIR	6
II.1.3	Énergie mécanique - cinétique	6
II.2	La récupération d'énergie autour de l'environnement de la tête	6
II.2.1	Énergie thermique	6
II.2.2	Énergie mécanique - cinétique	6
II.3	La récupération d'énergie dans le conduit auditif	6
II.4	Présentation des travaux	6

III.1 Exploiter au mieux l'énergie de déformation locale du canal auditif

III.1.1 Maximiser l'énergie extractible

III.1.1.a Résumé de l'existant

L'énergie exploitable dans l'oreille doit nécessairement être captée au travers d'une interface mécanique qu'est la paroi d'un bouchon d'oreille dans notre cas. La question se pose ensuite de convertir cette énergie depuis la mécanique vers l'électrique en minimisant les pertes durant la conversion. Comme nous avons pu voir dans le précédent chapitre, la littérature présente à ce jour 2 options pour le faire. La première est d'utiliser un polymère piézoélectrique intégré au bouchon d'oreille [3]. La figure III.1 met en image la chaîne de conversion énergétique depuis l'oreille jusqu'à l'unité de stockage pour cette solution. Ce choix présente l'avantage de minimiser les étages

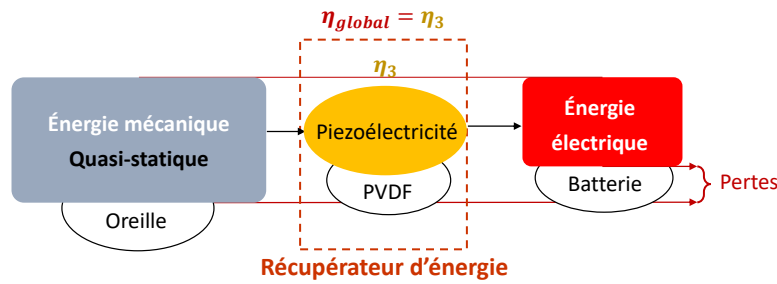


Figure III.1 – Chaîne de conversion énergétique pour la solution électromagnétique de Delnavaz & Voix [3]

de conversion physique, transformant ainsi la déformation mécanique du conduit auditif directement en énergie électrique au travers du phénomène de piézoélectricité. Néanmoins nous avons vu dans le chapitre I que le coefficient de couplage électromécanique des polymères piézoélectriques est faible comparé à d'autres matériaux piézoélectriques plus rigides tels que les céramiques. Ces derniers présentent cependant le désavantage d'une impédance mécanique trop élevée pour être compatible avec un couplage direct contre les tissus mous du canal auditif.

La seconde méthode, développée par la même équipe de chercheurs, consiste à exploiter le bouchon d'oreille rempli d'un fluide incompressible comme une micro-pompe caractérisée par son volume V_{ear} et sa pression P_{ear} . Ce choix technologique présente ses avantages et inconvénients. La chaîne de conversion énergétique pour cette solution est imagée sur la figure III.2. L'énergie

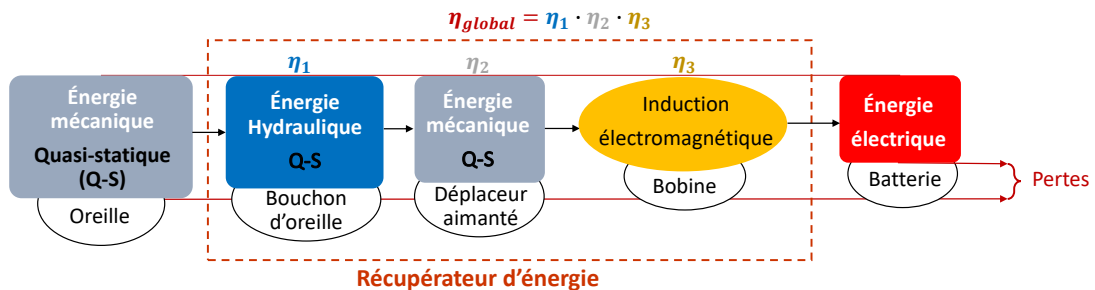


Figure III.2 – Chaîne de conversion énergétique pour la solution électromagnétique de Delnavaz & Voix [4]

de déformation mécanique du canal auditif est d'abord captée par les parois du bouchon d'oreille

rempli de fluide, puis transmise au travers d'un circuit hydraulique à un déplaceur magnétique qui agit comme un piston hydraulique. Une partie de cette énergie est ensuite dissipée par frottement sec au mouvement de l'aimant mobile, et une autre partie est récupérée par induction dans une bobine. Notons que loi de Faraday montre que la puissance générée par induction électromagnétique est directement proportionnelle à la vitesse de variation du flux magnétique qui la génère (équation III.3). Dans ce cas-ci, cette vitesse est celle de l'aimant déplaceur mis en mouvement par le mouvement de la mâchoire, créant ainsi un champ magnétique variable dans l'environnement de la bobine.

$$U_b = -N_b \left(\frac{d\Phi}{dt} \right) \quad (\text{III.1})$$

U_b : Tension induite dans la bobine [V]

N_b : Nombre d'enroulements de la bobine []

Φ : Flux magnétique variable de l'aimant déplaceur [Wb]

t : Temps [sec]

$$P_{ch} = \frac{U_b^2}{R_{ch}} \quad (\text{III.2})$$

R_{ch} : Résistance de charge [Ω]

$$P_{ch} = \left(\frac{N_b}{R_{ch}} \right) \left(\frac{d\Phi^2}{dt} \right) \quad (\text{III.3})$$

P_{ch} : Puissance dissipée dans la résistance de charge [W]

La variation de flux magnétique étant directement proportionnelle à la vitesse de déplacement de

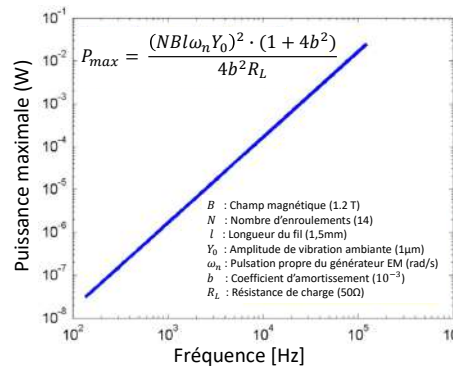


Figure III.3 – Puissance électrique maximale d'un générateur EM pour différentes fréquences de fonctionnement [5]

l'aimant permanent en mouvement, et donc à la fréquence de mastication de 1.5Hz, il est évident que cette dernière est très faible dans la configuration présente sur la figure ?? . La figure III.3 montre la puissance maximale atteignable par un générateur électromagnétique(EM) en fonction de la fréquence de l'énergie d'excitation, en assumant que celle-ci correspond avec la fréquence de résonance du générateur EM.

De plus, il est utile de noter que les dimensions d'un récupérateur d'énergie intra-auriculaire restent dans l'ordre de grandeur millimétrique. Cette contrainte limite alors l'aimantation du déplaceur et donc sa puissance d'induction.

Cette stratégie de récupération permet néanmoins de conduire l'énergie à l'extérieur du canal auditif afin de tirer profit de méthodes de transduction différentes qui auraient été impossibles à intégrer dans l'oreille par souci d'encombrement et d'inconfort. De surcroit, Il est intéressant d'exploiter une source d'énergie hydraulique quasi-statique(QS) pour la pluralité de choix technologiques, ainsi que pour limiter les pertes énergétiques par transport grâce aux débits faibles en

jeu dans le bouchon d'oreille (figure III.4). Naturellement l'étage hydraulique amène des pertes

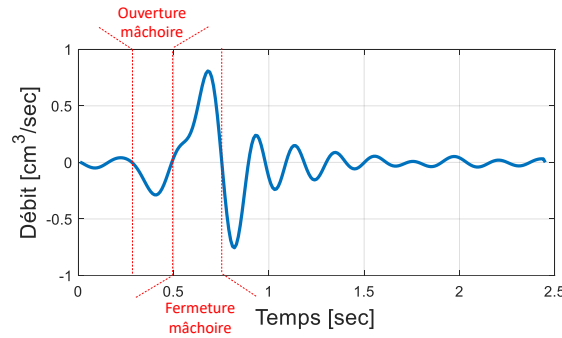


Figure III.4 – Débit de fluide depuis le bouchon d'oreille sur 1 cycle de mastication [6]

supplémentaires par rapport à une solution de type bouchon d'oreille PVDF. En effet on se retrouve alors avec deux étages de conversion, hydraulique-mécanique puis mécanique-électrique. Ce constat a été fait expérimentalement pour $40\mu W$ récupérés avec la solution PVDF [7] et $0.2\mu W$ avec la solution hydro-électromagnétique [4] à l'extérieur de l'oreille. La transduction électromagnétique pour une source d'énergie basse fréquence et faible intensité telle que la déformation du canal auditif, est donc moins performante que la transduction piézoélectrique à l'aide de matériaux PVDF.

III.1.2 Amplifier la fréquence de l'énergie source

Une façon supplémentaire d'optimiser le rendement de conversion électromécanique dans un système de récupération d'énergie est d'utiliser des structures oscillantes afin d'amplifier la fréquence de l'énergie source. En effet la littérature renseigne sur les avantages apportés par ce genre de procédés.

Avantage du bistable pour l'actionnement statique d'un puits de potentiel vers l'autre. Le monostable s'actionne forcément avec du frottement supplémentaire (biblio)

III.1.3 Pertinence de la chaîne de conversion d'énergie envisagée

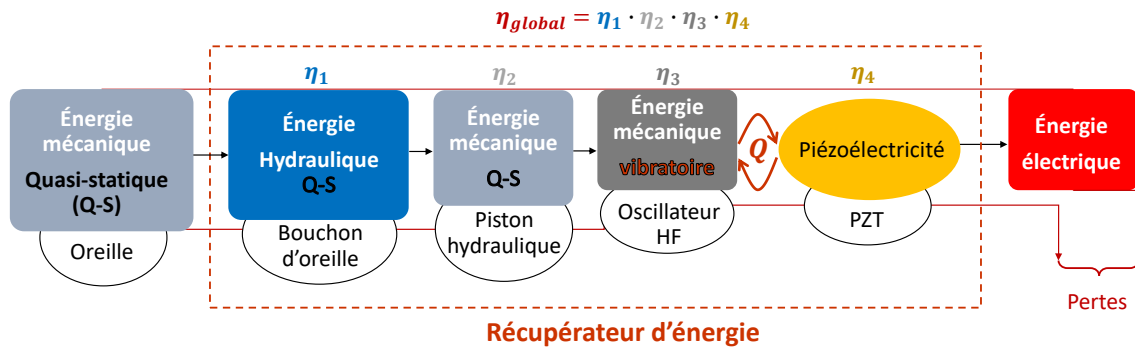


Figure III.5 – Conversion SYMME

Efficacité théorique de la chaîne de conversion (sans modèle = biblio).

Faibles pertes dans la transmission hydraulique QS.

Fort k^2 du PZT vs le PFDV.

Profit du facteur de qualité vs un récupérateur statique.

III.1.4 Solution proposée pour maximiser l'énergie récupérée

III.1.4.a Présentation du système complet

Compte tenu des justifications précédentes, ainsi que des solutions technologiques existantes, on propose une nouvelle architecture de récupérateur d'énergie pour maximiser l'exploitation de l'énergie de déformation mécanique du canal auditif. Ce dernier est présenté sur la figure III.6. La stratégie adoptée est d'exploiter le bouchon d'oreille comme une mini pompe hydraulique actionnée par le joint temporo-mandibulaire de la mâchoire.

Le système ainsi présenté est composé de dix principaux organes. Un oscillateur bistable(OB), un générateur piézoélectrique amplifié, deux pistons hydrauliques, deux valves hydrauliques, un amplificateur hydraulique, un découpleur de pression et un bouchon d'oreille. Ce-dernier est moulé de façon intra-auriculaire sur le sujet afin qu'il épouse correctement le conduit auditif. Il est rempli d'un fluide incompressible et relié à deux pistons hydrauliques, haut et bas, au travers de deux valves hydrauliques(VH), respectivement VH_h et VH_b . Les pistons actionnent tour à tour l'OB et le générateur piézoélectrique convertit ensuite en énergie électrique les oscillations de la masse dynamique de l'OB(MDOB) symbolisée par la lettre 'M' sur la figure III.6.

Le rôle de l'amplificateur hydraulique est d'adapter l'impédance mécanique de l'oreille à celle du bistable. En effet, la pression d'entrée de l'amplificateur sera plus faible qu'en sortie et inversement quant au volumes balayés. Le rapport des pressions et volumes est directement donné par la géométrie du système avec le rapport des sections comme suit.

$$P_s = P_e \left(\frac{S_e}{S_s} \right) \quad \text{et} \quad \Delta V_s = \Delta V_e \left(\frac{S_s}{S_e} \right) \quad (\text{III.4})$$

Où S, P et ΔV sont respectivement la surface rencontrée par le fluide, le volume balayé et la pression du fluide. L'indice "e" se réfère aux grandeurs en entrée de l'amplificateur et l'indice "s" aux grandeurs en sortie. On définit alors le rapport d'amplification hydraulique a_h tel que

$$h = \frac{S_e}{S_s} \quad (\text{III.5})$$

On a alors

$$P_s = h \cdot P_e \quad \text{et} \quad \Delta V_s = h \cdot \Delta V_e \quad (\text{III.6})$$

Cet étage d'amplification permettra d'adapter la pression de fonctionnement des pistons à la pression maximale admissible dans l'oreille. En effet on définira le seuil de confort noté p_c , au delà duquel le port du bouchon d'oreille deviendra désagréable pour l'oreille. On a alors le critère de dimensionnement principal avec cette condition qui sera analytiquement exprimée plus loin dans la section III.4.

D'autre part, le bouchon d'oreille doit être gonflé à une pression suffisante afin que ses parois épousent bien celles de l'oreille pour un transfert mécanique optimal. L'étage de découplage de pression permettra de gonfler le bouchon d'oreille sans que les pistons ne se retrouvent en butée à cause de l'effet de la pression de gonflage p_{gon} . Le découpleur de pression sera réglé pour ne laisser passer du débit que si la mastication occure, en filtrant de ce fait la pression statique de gonflage. Si on nomme Δp_{ear} la variation de pression induite par la mastication, alors la pression totale p_{ear} dans l'oreille peut être défini comme la somme de p_{gon} et Δp_{ear} . Il est important d'identifier à ce stade du développement les contraintes environnementales et technologiques liées à la méthode de conversion choisie, ainsi qu'à l'architecture générale du récupérateur. garder en tête les potentielles applications afin de rester cohérent dans le développement du récupérateur. On identifie une contrainte environnementale et une contrainte technologique principales.

- *Environnementale* : le dispositif étant à l'extérieur de l'oreille, l'échelle des éléments doit rester en adéquation avec la taille d'un boîtier d'appareil d'aide à l'audition standard, dont le volume peut être approximé à un pavé de dimensions 50x20x10mm.

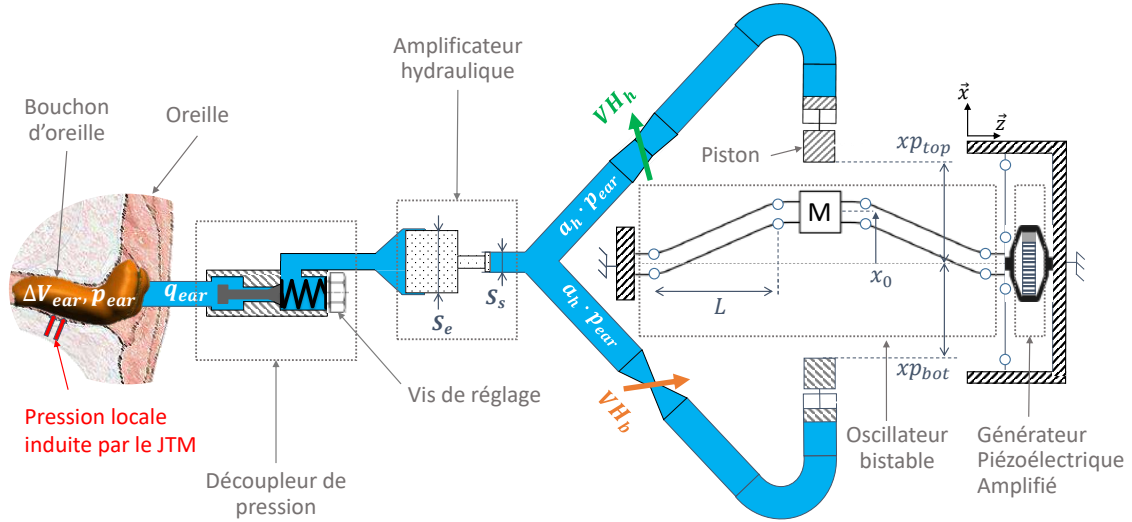


Figure III.6 – Schéma du système de récupération d'énergie proposé

- *Technologique* : L'implémentation directe de céramiques PZT sur une structure oscillante bistable nécessite d'adapter l'impédance mécanique de l'oscillateur avec celle des céramiques. En effet, ces dernières pourront absorber des contraintes importantes mais leur fragilité les limite fortement en déplacement. L'utilisation d'un amplificateur/réducteur de contraintes/déplacement, appelé aussi flextenseur dans la littérature [8–11]. Le paragraphe qui suit décrit plus en détail les avantages apportés par une telle structure.

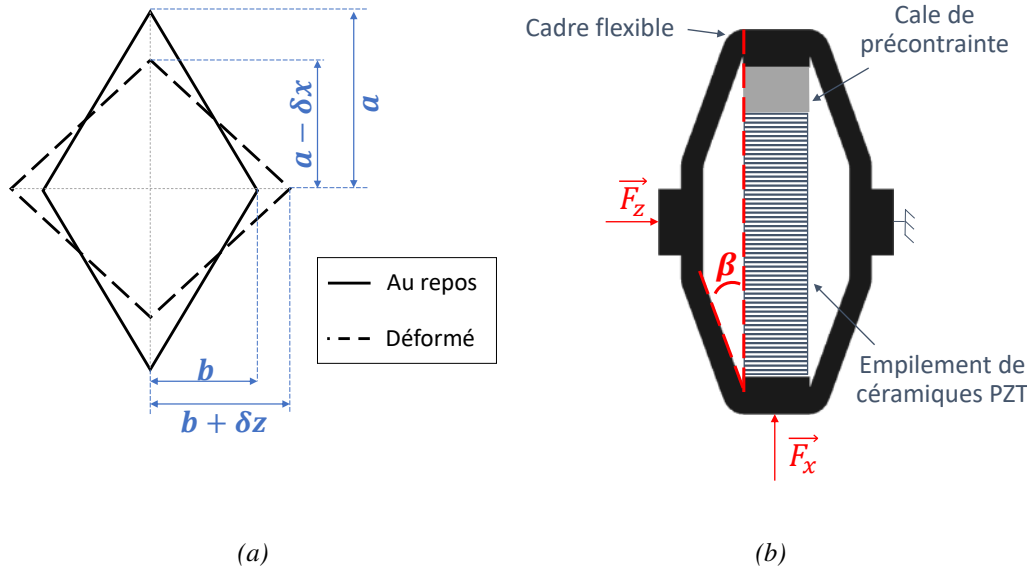


Figure III.7 – (a) Comportement cinématique du flextenseur. (b) Comportement statique du flextenseur [11]

III.1.4.b Le principe du flextenseur

Le flextenseur mécanique permet de convertir un déplacement important sur l'axe \vec{z} du bistable, en un déplacement plus faible sur l'axe \vec{x} . À l'inverse, les contraintes suivant l'axe \vec{x} se voit

augmentés par rapport à ceux sur l'axe \vec{z} . La figure III.7 et les équations III.7 et III.8 décrivent le comportement statique et cinématique des structures en flexion.

Notons par ailleurs que les céramiques sont sollicitées en traction/compression. De ce fait, le coefficient de couplage électromécanique pour la conversion d'énergie fait intervenir le mode de sollicitation longitudinal du matériau piézoélectrique, aussi appelé mode 33. Elle est en effet celle à privilégier devant les autres modes naturels pour maximiser le rendement de conversion piézoélectrique[ref à trouver].

$$\delta x = \left(\frac{b}{a} \right) \delta y \quad (\text{III.7})$$

$$\vec{F}_x = \cotan(\beta) \vec{F}_z \quad (\text{III.8})$$

III.1.4.c Description du fonctionnement du système

Pour comprendre le couplage dynamique entre les principaux organes, le comportement du système en concordance avec les mouvements de la mâchoire est décrit et imagé dans le tableau III.1. On assume que la MDOB se trouve à la position d'équilibre supérieure en $x = x_0$ à l'étape 1 et que la mâchoire est en position ouverte.

Un cycle de mastication comprenant une ouverture de mâchoire, suivie d'une fermeture de mâchoire, permet de faire franchir la MDOB le seuil de potentiel en $x = 0$ une seule fois. Lorsque cela s'occure deux fois et que la masse est revenue à sa position initiale, elle a complété un cycle. Deux cycles de mastication sont de ce fait nécessaires afin de compléter un cycle de fonctionnement complet du point de vue du récupérateur. On remarque par ailleurs que l'énergie hydraulique QS injectée à la fréquence de 1,5Hz dans l'OB est convertie en énergie oscillatoire dont la fréquence d'oscillation f_{bis} est désormais supérieure à f_{ear} et sera définie par la suite avec les différents paramètres de l'OB.

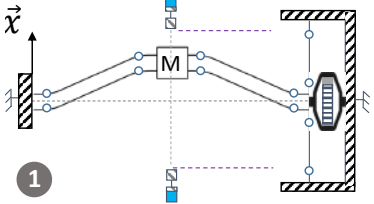
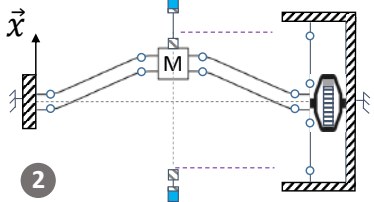
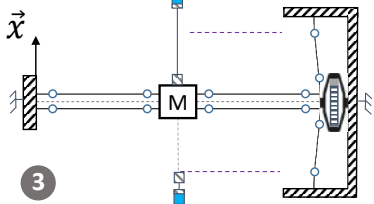
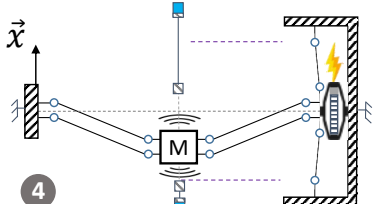
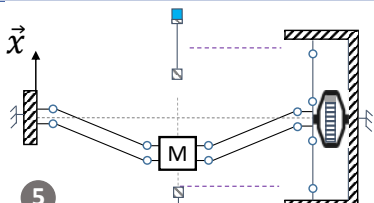
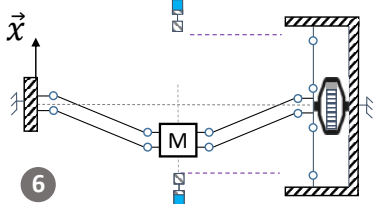
Étape	Conditions initiales et description
	<p><i>Mâchoire ouverte, VH_h fermée, VH_b ouverte</i></p> <p>Les pistons sont en position de retrait et la MDOB est à l'équilibre en x_0. Il n'y a pas de contact entre la MDOB et les pistons.</p>
	<p><i>Mâchoire en cours de fermeture, VH_h fermée, VH_b ouverte.</i></p> <p>Le fluide sortant du bouchon d'oreille actionne le piston haut en direction de la MDOB. Une fois, la masse est poussée de façon QS vers sa position d'équilibre instable en $x = x_0$.</p>
	<p><i>Mâchoire fermée, VH_h ouverte, VH_b .</i></p> <p>La symétrie du système impose l'ouverture simultanée des deux VH pendant un cours instant, lorsque la masse dynamique traverse sa position d'équilibre instable en $x = x_0$ pour basculer vers l'équilibre opposé en $x = -x_0$.</p>
	<p><i>Mâchoire fermée, VH_h fermée, VH_b ouverte.</i></p> <p>La valve VH_b s'ouvre mais le piston bas ne bouge pas car le volume sortant du bouchon d'oreille a été investit dans le piston haut lors de la poussée de la MDOB. Cette dernière bascule alors vers le puits de potentiel bas en $x = -x_0$ et oscille autour de celui-ci à une fréquence 30 fois supérieure à celle de mastication (1.57Hz). Une partie de l'énergie d'oscillation est alors convertie en électricité par le biais du GPA, jusqu'à l'arrêt complet de la MDOB.</p>
	<p><i>Mâchoire en cours d'ouverture, VH_h fermée, VH_b ouverte.</i></p> <p>La MDOB est à quasiment à l'arrêt en $x = x_0$. L'ouverture de la bouche rappelle le piston haut vers sa position de base avant actionnement.</p>
	<p><i>Mâchoire ouverte, VH_h fermée, VH_b ouverte.</i></p> <p>On se retrouve dans des conditions symétriques à celles de la phase 1. Le prochain cycle de mastication se déroulera donc de la même façon par la poussée de la MBD vers la position d'équilibre haute. Deux cycles de mastication complèteront donc un cycle complet de la MDOB, soit un aller-retour.</p>

Tableau III.1 – Tableau

III.2 Cyclage du mouvement de la masse dynamique du bistable : valves hydrauliques

Pour assurer un mouvement cyclique du point de vue de la MDOB, il est naturellement nécessaire qu'à chaque cycle de mastication le fluide sortant du bouchon d'oreille se dirige alternativement vers chacun des deux pistons hydrauliques. Dans la suite nous allons voir les solutions technologiques existantes et introduire la solution proposée dans ces travaux.

Avant toute chose il est nécessaire de dresser le cahier des charges pour le fonctionnement des valves hydrauliques. Celui-ci se décompose en deux principaux critères :

- *Critère hydraulique* : Pour le bon fonctionnement du système, il est nécessaire que le débit sortant du bouchon d'oreille soit redirigé vers un seul des deux pistons. Les pertes de charges générées par la valve hydraulique en position fermée doivent donc être suffisamment élevées devant celles générées par la valve en position ouverte pour permettre un écoulement préférentiel dans la branche ouverte. Naturellement le fonctionnement dynamique des deux valves doit être couplé afin qu'un état fermé pour l'une impose un état fermé et vis versa alternativement à chaque fermeture de mâchoire.
- *Critère énergétique* : L'énergie emmagasinée, ainsi que l'énergie dissipée dans le fonctionnement des valves hydrauliques doivent être faibles devant l'énergie fournie par la source afin de maximiser le rendement global du récupérateur d'énergie.

III.2.1 Solutions existantes pour la gestion directionnelle de fluide en mouvement

Il y a deux façons de répondre au besoin de cyclage. La solution technologique qu'on retrouve le plus souvent est l'utilisation de distributeurs hydrauliques. C'est un dispositif hydraulique soumis à une commande électrique. Le schéma hydraulique de la figure III.8 montre la façon dont se fait la redirection du débit entrant et sortant d'un distributeur hydraulique. Le bouchon d'oreille y est schématisé comme une pompe hydraulique à double sens de flux. Le distributeur hydraulique est quant à lui composé de deux chambres car dans notre cas nous avons 2 directions souhaitées, alternativement vers le piston du haut, puis le piston du bas. Une commande électronique, faisant généralement déplacer un solénoïde, permet alors de présenter alternativement la chambre de redirection adéquate en sortie du bouchon d'oreille, afin d'alimenter un seul des deux pistons à la fois. Un tel système présente l'avantage d'une architecture simple et répond aisément au critère hydraulique du cahier des charges dressé précédemment. En revanche, la nécessité d'une commande électrique pour l'utilisation d'un tel dispositif impose de sauver une partie de l'énergie électrique récupérée afin de maintenir le cyclage du système. Cette énergie devra par la suite subir deux transductions que sont de l'électrique vers le magnétique, puis du magnétique vers le mécanique afin de déplacer les chambres de redirection hydraulique. En addition, il faudra soustraire au rendement global l'énergie de fonctionnement du circuit de pilotage du distributeur. Nous pouvons qualitativement dire que l'impact de l'utilisation d'un tel dispositif pour notre application aurait un effet néfaste non négligeable sur le rendement énergétique du récupérateur d'énergie.

On constate alors que plusieurs organes du systèmes de récupération d'énergie exercent un déplacement. Il serait donc intéressant d'exploiter directement cette énergie mécanique pour mettre en fonctionnement les valves hydrauliques. Cela permettrait de s'affranchir de plusieurs étages de transductions multiphysiques ainsi que d'une commande électronique spécifique. On cherchera alors à se tourner vers des solutions pouvant être mises en fonctionnement directement par une source de déplacement.

La littérature met en évidence une solution technique à alimentation mécanique qui est schématisée sur la figure III.9. Les étrangleurs hydrauliques permettent de générer des pertes de charges dans un écoulement par le moyen d'obstructions mécaniques basées sur la modification de la géométrie du conduit. On dénombre deux grandes familles, les étrangleurs fixes et les étrangleurs variables.

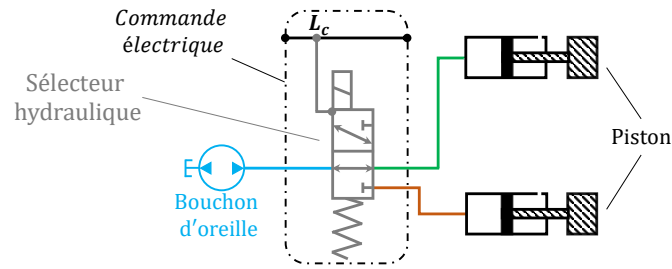


Figure III.8 – Gestion directionnelle d'écoulement par un distributeur hydraulique piloté

La figure III.10 référence un exemple d'étrangleur fixe et deux exemples d'étrangleurs variables.

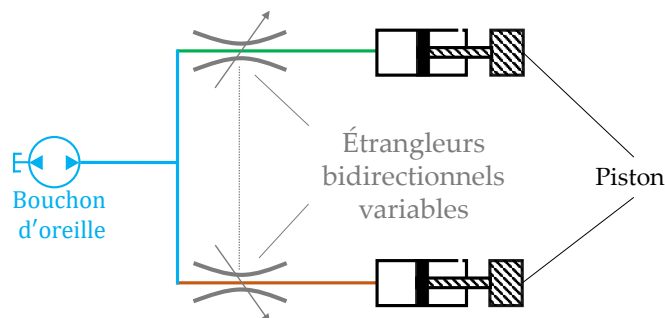


Figure III.9 – Gestion directionnelle d'écoulement par deux étrangleurs bidirectionnels couplés

Les pertes de charges générées par un étrangleur fixe sont constantes car sa géométrie ne peut pas être modifiée. Nous nous tournerons plutôt vers les étrangleurs variables, étant donné que nous aurons besoin successivement d'ouvrir et fermer chacune des valves hydrauliques dépendamment de la position de la MDOB.

La solution technique de l'étrangleur bidirectionnel variable répondrait au critère hydraulique du

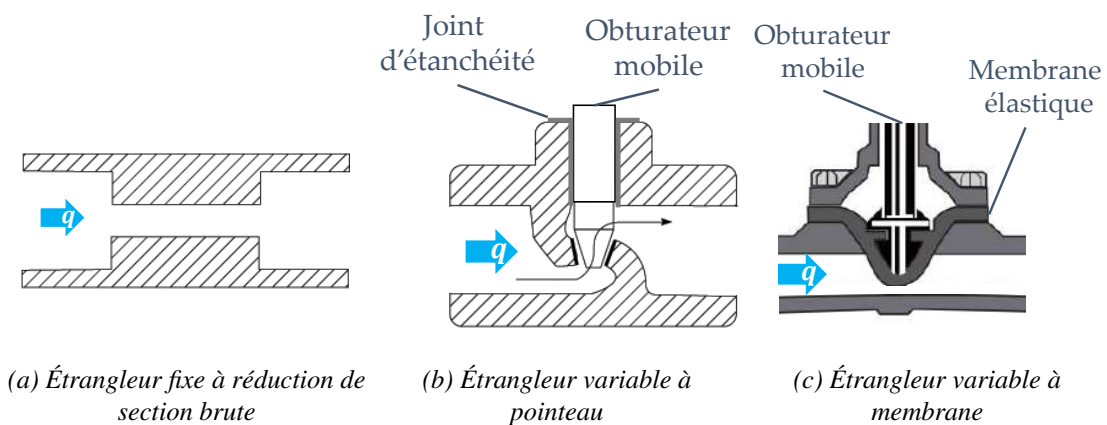


Figure III.10 – Exemples de solutions technologiques d'étrangleurs hydrauliques

cahier des charges pour la conception des VHs. Notons cependant que les applications courantes pour ce choix technique appelle à des solutions technologiques énergivores car le critère énergétique n'y est pas considéré comme important. En effet, les deux exemples imagés sur les figure III.10b et III.10c fonctionnent à des pressions minimales plus élevés que celles générées dans le

bouchon d'oreille. Le critère énergétique serait difficile à satisfaire avec ces architectures qui sont caractéristiques des solutions technologiques qui existent dans la famille des étrangleurs variables. La section qui suit propose alors une toute nouvelle architecture d'étrangleur variable en se basant sur les propriétés de réduction de section locale lors du flambement de tubes flexibles.

III.2.2 Solution proposée pour la gestion directionnelle de fluide en mouvement

Compte tenu de nos besoins, nous proposons une nouvelle architecture d'étrangleur hydraulique, se constituant d'un échantillon de tube flexible soumis à la flexion au delà du point de flambement par action mécanique externe. Pour notre application nous allons actionner la valve hydraulique en tube flambé grâce au mouvement de la MDOB. La figure ?? schématise le fonctionnement d'une telle valve. Cette dernière se compose essentiellement d'un essentiellement de deux gaines rigides au travers duquel passe un échantillon de tube flexible. Une des gaines est fixe et l'autre s'articule autour du point de flambement de la VH, grâce à l'action mécanique générée au travers du mouvement de la MDOB le long de son axe d'oscillation. On peut aisément calculer

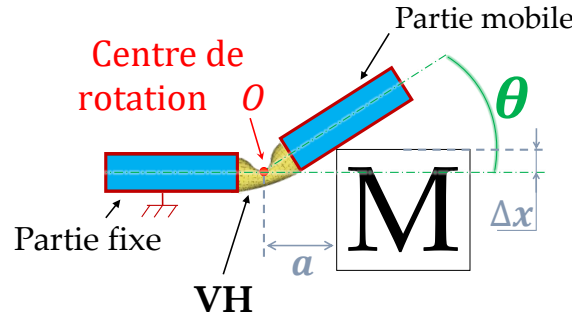


Figure III.11 – Détail du fonctionnement de la VH en tube flexible

l'angle de flexion θ de la VH connaissant le déplacement Δx de la MDOB, le bras de levier de pliage a , en supposant que le point de rotation O est centré en $x = 0$. L'angle θ s'exprime alors comme suit :

$$\theta = \arctan\left(\frac{\Delta x}{a}\right) \quad (\text{III.9})$$

L'action de pliage de la VH induira une rigidité supplémentaire à celle de l'OB suivant l'axe d'oscillation. Celle-ci sera quantifiée et dimensionnée par la suite afin de ne pas déranger le fonctionnement bistable de l'oscillateur. Cette énergie étant élastique, elle n'induit pas de pertes énergétiques. Cependant le frottement entre la MDOB et la gaine rigide mobile sera dissipatif par frottements. Il faudra naturellement intégrer les deux valves hydrauliques de façon symétrique, comme le cahier des charges du fonctionnement le stipule. Le mouvement de la MBD étant symétrique par rapport à sa position d'équilibre instable en $x = 0$, on se propose d'intégrer les VHs suivant la configuration schématisée sur la figure III.12 en vue de face. Le schéma cinématique montrant uniquement l'OB et les VHs en vue de dessus suivant l'axe d'oscillation de la MDOB est également présenté sur la figure III.13. La dynamique d'ouverture et de fermeture couplée des valves avec cette configuration permet théoriquement le cyclage de la MDOB suivant les phases de fonctionnement qui ont été décrites précédemment dans la section III.1.4.c.

Le rendement du récupérateur sera évidemment impacté et donc il sera nécessaire d'optimiser le contact entre les deux composants masse-VH afin de réduire les pertes énergétiques pendant les phases d'oscillations.

Le travail de cette thèse ne sera pas dédié à l'optimisation d'une telle architecture de VH. Cependant il sera question de prouver que le bon fonctionnement d'un récupérateur d'énergie tel que

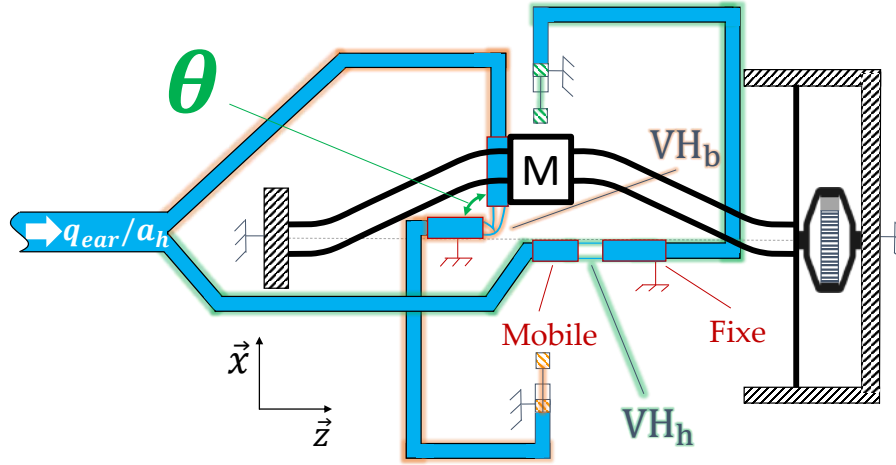


Figure III.12 – Intégration VHs - Vue de face

proposé est possible. Des pistes d'amélioration seront aussi ajoutées afin d'optimiser une telle architecture. Dans les deux prochaines sections nous mettrons successivement en équation tous les

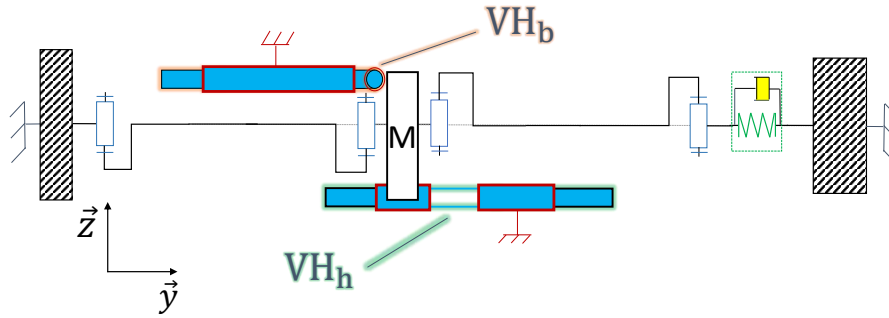


Figure III.13 – Intégration VHs - Schéma cinématique vu dans la direction l'axe d'oscillation de la MDOB

composants du récupérateur d'énergie en mettant en évidence le couplage multiphysique qui les lie.

III.3 Modélisation du convertisseur électromécanique

Dans cette section nous allons mettre en équation le sous-système SS_1 composé de l'OB implémentant le GPA et d'un piston hydraulique. Le schéma cinématique du sous-système SS_1 est présenté sur la figure III.14. Nous allons utiliser une approche dynamique afin de mettre en équation le mouvement de la MDOB en fonction des paramètres du système. Ces derniers sont définis sur le schéma cinématique III.14 et classés dans le tableau III.2.

Le choix technologique afin d'assurer les liaisons pivot aux centres de rotation A,A',B et B' est l'utilisation de fines lames d'acier qui seront dimensionnées dans le chapitre V. Ce choix est une alternative à l'utilisation de technologies standard tels que les roulements à billes ou à aiguilles.

Cela permet de limiter l'impact sur le rendement énergétique du récupérateur d'énergie. En effet, la dissipation structurelle des lames flexibles, ainsi que leur rigidité en rotation est minimisée comparé aux solutions standard qui sont en addition complexes à réaliser à l'échelle de notre application.

Définition du paramètre	Symbole
Masse	m
Longueur horizontale entre 2 pivots adjacents	L
Hauteur de flambement	x_0
Rigidité du GPA	K
Rigidité en rotation pour un pivot	K_φ
Coefficient d'amortissement visqueux	μ
Facteur de force piézoélectrique	α
Capacité interne du GPA	C_0
Résistance de charge	R_{ch}
Bras de levier de pliage de la VH par la MDOB	a
Rigidité en rotation de la VH	K_{HV}

Tableau III.2 – Définition des paramètres

Numéro	Nom
0	Bâti fixe
1 & 1'	Bras rigides de l'OB
2	MDOB
3	Tête de piston
4	GPA
5	VH

Tableau III.3 – Désignation des pièces

Point	Nature du point
A & A' & B & B' & O	Liaison pivot
C & T	Liaison ponctuelle
G	Centre de gravité de la MDOB

Tableau III.4 – Nature des points

Hypothèses de l'étude

- La pièce isolée est la MDOB, numérotée 2 sur le schéma cinématique.
- Toutes les pièces sont supposées infiniment rigides, mise à part le GPA qui possède une rigidité élastique, ainsi qu'un coefficient de dissipation électrique α_{GPA} qui traduira la transduction piézoélectrique.
- Les masses des composants périphériques à la pièce 2 est négligée de façon à ce que la dynamique de l'OB soit gouvernée exclusivement par la masse m .
- Les liaisons pivots aux points A,B,A' et B' seront supposées imparfaites.
- Le contact entre la MDOB et la VH est solidaire au point T.

Nous allons faire la mise en équation complète du système en partant de l'oscillateur bistable seul et en complexifiant par l'ajout des différents éléments environnants. Quand la précontrainte de flambement appliquée sur l'axe horizontal de l'OB est nulle, la masse se trouve en $x = 0$. On notera alors l_0 la longueur entre deux pivots adjacents dans ce cas précis.

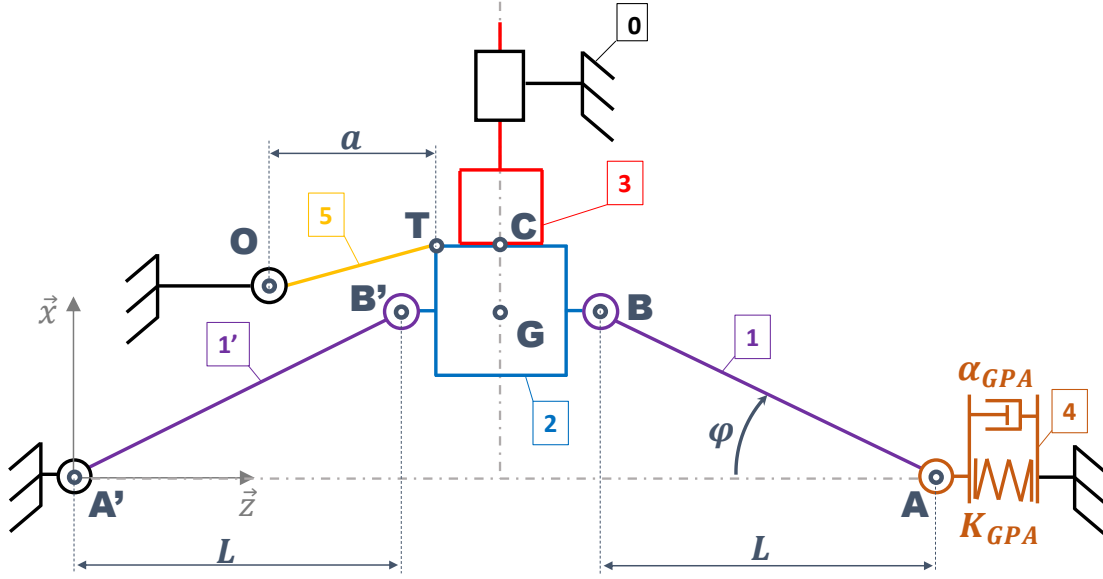


Figure III.14 – Schéma cinématique

III.3.1 Modèle OB + GPA

Considérons dans un premier temps l'OB seul avec le GPA, sans tenir compte de l'impact du piston et de la VH. En isolant la MDOB et en lui appliquant le principe fondamentale de la dynamique projeté suivant l'axe \vec{x} , on obtient l'équation suivante :

$$m\ddot{x} = -K(\sqrt{x^2 + L^2} - l_0) \tan(\varphi) - \mu\dot{x} - \frac{4K_\varphi\varphi}{L} - \alpha U_p \tan(\varphi) \quad (\text{III.10})$$

Où U_p est la tension aux bornes du GPA. Le circuit d'extraction d'énergie va générer une dissipation électrique proportionnelle à la vitesse de déplacement de la MDOB. L'équation régissant le comportement électrique du GPA est le suivant :

$$I_p = -\alpha \Delta \dot{I} - C_0 \dot{U}_p = 2 \frac{x\dot{x}}{\sqrt{L^2 + x^2}} \quad (\text{III.11})$$

Où I_p est le courant traversant la résistance de charge R_{ch} . La puissance électrique récupérée P_e peut alors s'exprimer :

$$P_e = \frac{U_p^2}{R_{ch}} \quad (\text{III.12})$$

Le niveau de flambement ε d'un OB est défini comme le rapport de la position d'équilibre x_0 sur la longueur L . Plus le niveau de flambement sera élevé et plus il sera difficile de faire basculer la MDOB d'une position stable vers l'autre. Dans la suite de l'étude nous allons considérer un niveau de flambement faible devant 1 pour être en cohérence avec la force pouvant être générée sur la MDOB par l'oreille, soit quelques dizaines de mN. Dans ces conditions on peut alors estimer $x \ll L$ et linéariser le système d'équations électromécaniques de l'OB intégrant le GPA comme suit :

$$\begin{cases} \ddot{x} = - \left[\frac{K}{mL^2} (x^2 + L^2 - l_0^2) + \frac{4K_\varphi}{L^2} \right] x - \left(\frac{\mu}{m} \right) \dot{x} - \frac{\alpha U_p \dot{x}}{mL} \\ I_p = \frac{\alpha x \dot{x}}{L} - C_0 \dot{U}_p \end{cases} \quad (\text{III.13})$$

En éliminant les termes en dérivées temporelles dans l'équation mécanique du mouvement de la MDOB, on trouve les trois positions d'équilibre dont une instable en $x = 0$ et deux stables en x_0 et

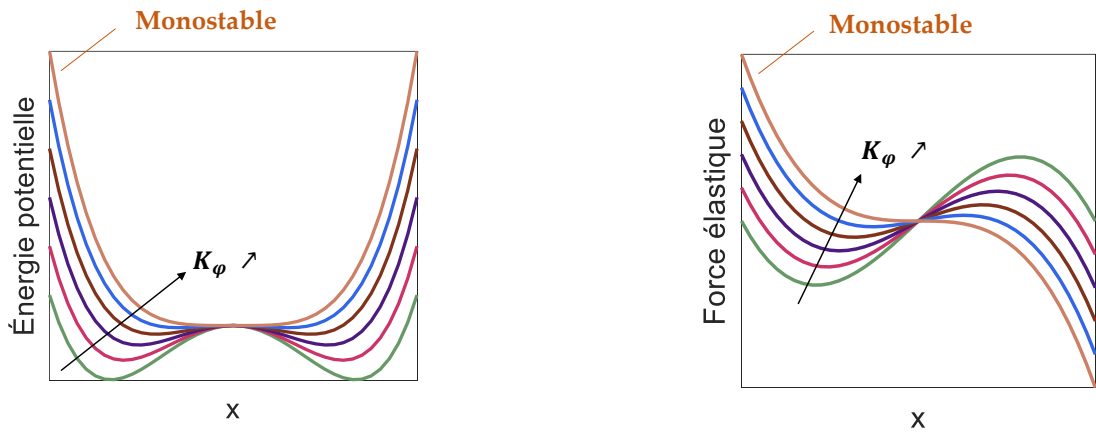
– x_0 après résolution. Les position stables peuvent alors s'exprimer comme suit :

$$x_0 = \pm \sqrt{l_0^2 - L^2 - \frac{4K_\phi}{K}} \quad (\text{III.14})$$

On remarque alors que la bistabilité de l'oscillateur dépend du rapport entre la rigidité des liaisons pivot et le rigidité du GPA. Il existe une limite pour K_ϕ au delà de laquelle l'oscillateur n'admet qu'une seule position stable et celle-ci s'exprime :

$$K_\phi < \frac{x_0^2 K}{4} \quad (\text{III.15})$$

L'impact de la rigidité des pivots sur l'énergie potentielle élastique, ainsi que sur la force élastique de l'OB est illustré sur la figure III.15. En réarrangeant les termes de l'équation III.13 de façon



(a) Impact de K_ϕ sur l'énergie potentielle

(b) Impact de K_ϕ sur la force élastique

Figure III.15 – Impact de K_ϕ sur le comportement mécanique de l'OB

à faire apparaître la position d'équilibre stable, on obtient :

$$\begin{cases} \ddot{x} = -\frac{Kx_0^2}{mL^2} \left(\frac{x^2}{x_0^2} - 1 \right) x - \left(\frac{\mu}{m} \right) \dot{x} - \frac{\alpha U_p \dot{x}}{mL} \\ I_p = \frac{\alpha x \dot{x}}{L} - C_0 \dot{U}_p \end{cases} \quad (\text{III.16})$$

On sait que le comportement mécanique de l'OB pour des faibles coefficients de flambement est régi par l'équation de Duffing [12] qui s'exprime ainsi :

$$\ddot{x} + \frac{\omega_0^2}{2} \left(\frac{x^2}{x_0^2} - 1 \right) x + \left(\frac{\omega_0}{Q} \right) \dot{x} = A \cos(\omega t) \quad (\text{III.17})$$

Nous n'avons pas d'excitation harmonique externe, par conséquent le terme de droite est nul. On peut alors par identification avec les équations III.16 et III.17, définir le facteur de qualité mécanique Q de l'OB ainsi que sa pulsation propre ω_0 comme suit :

$$\begin{cases} \omega_0 = \frac{x_0}{L} \sqrt{\frac{2K}{m}} \\ Q = \frac{x_0}{L} \frac{\sqrt{2Km}}{\mu} \end{cases} \quad (\text{III.18})$$

III.3.2 Impact du circuit hydraulique sur le modèle OB + GPA

On va considérer maintenant que la MDOB est en contact avec le piston hydraulique, ainsi qu'avec la VH. La valve possède une rigidité en rotation qui est générée en son centre de rotation nommé "O" sur la figure III.7. D'autre part le piston génère une force statique et est en équilibre avec la MDOB. Dans ces conditions l'impact des composants hydrauliques sur la MDOB s'exprime comme suit :

$$\begin{cases} \ddot{x} = -\frac{Kx_0^2}{mL^2} \left(\frac{x^2}{x_0^2} - 1 \right) x - \left(\frac{\mu}{m} \right) \dot{x} - \frac{\alpha U_p \dot{x}}{mL} - \underbrace{\left(\frac{K_v}{ma} \right) \arctan \left(\frac{x}{a} \right)}_{HV} - \frac{F_f \text{sign}(\dot{x})}{m} - \frac{\overbrace{F_{pis}}^{Piston}}{m} \\ I_p = \frac{\alpha x \dot{x}}{L} - C_0 \dot{U}_p \end{cases} \quad (\text{III.19})$$

Le premier terme amené par la VH traduit l'impact la rigidité en rotation lors du pliage du tube de VH, et le second traduit les frottements secs avec la MDOB. Ces frottements seront négligés dans un premier temps pour un pré-dimensionnement et nous les déterminerons expérimentalement dans le chapitre 6. K_{HV} impactera le comportement mécanique de l'OB de la même façon que K_ϕ . De ce fait, les nouvelles positions d'équilibre stable $\pm x_{0,HV}$ de la MDOB peuvent s'exprimer en fonction de K_v en résolvant l'équation implicite suivante :

$$\frac{K_v}{a} \arctan \left(\frac{x_{0,HV}}{a} \right) + \frac{Kx_0^2}{L^2} \left(x_{0,HV}^2 - x_0^2 \right) x_{0,HV} = 0 \quad (\text{III.20})$$

Il existe donc une valeur maximale pour K_{HV} afin de respecter la bistabilité de l'oscillateur. Cette dernière doit vérifier l'équation III.20 de façon à admettre minimum deux solutions distinctes.

III.4 Modélisation du circuit hydraulique

Dans cette section nous allons nous intéresser au circuit hydraulique composé du bouchon d'oreille, des deux VH, des deux pistons, du découpleur de pression, ainsi que de l'amplificateur hydraulique.

III.4.1 Perte de charges dans une VH

Il existe deux types de pertes de charges (PdC). Les PdC régulières et les PdC singulières. Les PdC régulières correspondent à la perte de pression générée par le frottement du fluide sur les parois d'une conduite à section régulière lors d'un écoulement. Les PdC singulières quant à elles correspondent à la perte de pression générée au passage du fluide à travers toute modification géométrique d'une conduite. C'est dans cette catégorie que rentrent les PdC générées par les VH. Si on appelle p_1 La pression en entrée d'une perturbation géométrique et p_2 la pression en sortie, alors la perte de charges Δp d'un écoulement au travers de cette perturbation s'exprimerait comme suit [13] :

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \Lambda \left(\frac{\rho v^2}{2} \right) \quad (\text{III.21})$$

v : Vitesse d'écoulement du fluide m/s

Λ : Coefficient de pertes de charges singulières

ρ : Masse volumique du fluide kg/m^3

Le coefficient Λ est déterminé de manière empirique pour un bon nombre perturbations géométriques et référencé dans des livres d'abaques [13].

Dans la suite de l'étude nous allons travailler avec les débits issus du bouchon d'oreille. Le débit q étant défini comme le produit de la section de passage du fluide par sa vitesse, on peut exprimer l'équation III.21 ainsi :

$$\Delta p = \left(\frac{8\rho}{\pi D_h^4} \right) \Lambda q^2 \quad (III.22)$$

Où D_h est le diamètre hydraulique de la section de passage. Ce diamètre est utilisé pour caractériser un écoulement au travers de conduites à section non circulaire. Il est défini comme le diamètre équivalent de la conduite à section circulaire qui générerait les mêmes pertes de charges que la section de passage étudiée. Il s'exprime comme suit :

$$D_h = \frac{4S}{\mathcal{P}} \quad (III.23)$$

Où S est la section de passage et \mathcal{P} est le périmètre de cette section. Pour simplifier l'écriture, on définit le coefficient de pertes de charges Cf , exprimé en [SI] comme étant le rapport des pertes de charges singulières sur le carré du débit. Ainsi on a :

$$Cf = \frac{\Delta p}{q^2} = \left(\frac{8\rho}{\pi D_h^4} \right) \Lambda \quad (III.24)$$

Sachant que la fermeture des VH sera pilotée par la position de la MDOB, on sait que Cf sera une fonction de x . Par ailleurs le comportement des VH doit être symétrique par rapport à la position $x = 0$. On notera Cf_0 la valeur du coefficient de pertes de charges lorsque la masse n'est pas en contact avec la VH.

III.4.2 Mise en équation du circuit hydraulique

Le schéma hydraulique de la figure III.16 montre le couplage hydrau-mécanique les éléments cités précédemment. Le pilotage de l'ouverture/fermeture des VH est assuré par la position de la MDOB suivant le cycle détaillé précédemment dans le tableau III.1. Le clapet anti-retour assure le retour de fluide dans le bouchon d'oreille pour une valve en position fermée. Les paramètres hydrauliques sont référencés dans le tableau III.5

Définition du paramètre	Symbole
Coefficient de pertes de charges VH ouverte	Cf_0
Coefficient de frottement visqueux d'un piston	μ_p
Section de la partie mobile du piston	S_p
Pression de gonflage du bouchon d'oreille	p_{gon}
Coefficient d'amplification de pression	h

Tableau III.5 – Définition des paramètres

III.4.2.a Équilibre dynamique du piston hydraulique

Afin de modéliser le comportement couplé des deux branches hydrauliques, on utilisera l'indice "o" pour le circuit ouvert et l'indice "f" pour le circuit fermé. Avec ces considérations, l'équation III.25 traduit l'équilibre dynamique des deux pistons hydrauliques. En appliquant le principe

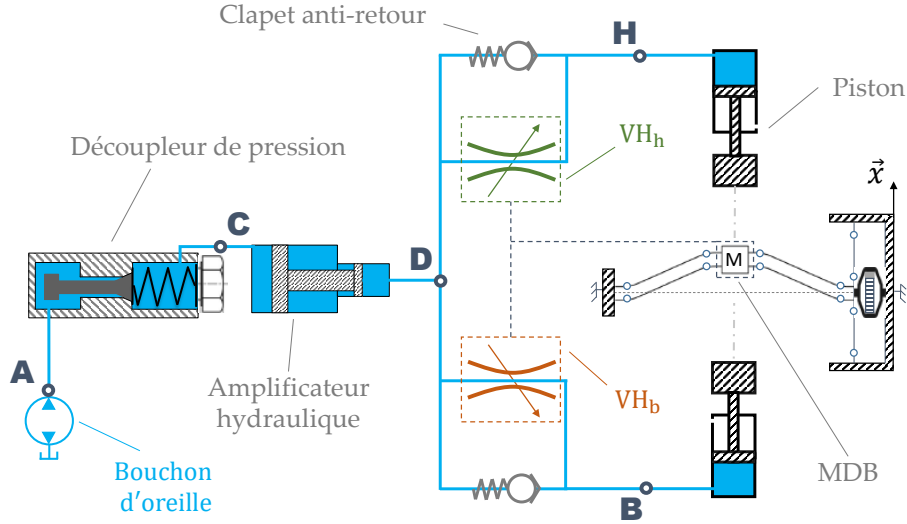


Figure III.16 – Schéma hydraulique global

fondamental de la dynamique sur la partie mobile des pistons, et en projetant suivant l'axe \vec{x} , on obtient le système d'équations d'équilibre mécanique suivant :

$$\begin{cases} F_{ob} - p_{po} S_p - C_p \dot{x}_{po} = 0 \\ p_{pf} S_p - C_p \dot{x}_{pf} = 0 \end{cases} \quad (\text{III.25})$$

Où p_p est la pression dans la chambre du piston modélisé et x_p est la position du piston. Le terme F_{ob} traduit la contre-réaction élastique de la MDOB sur le piston hydraulique. L'actionnement hydraulique est considéré comme QS devant la fréquence d'oscillation de l'OB. De ce fait, F_{ob} peut être défini d'après l'équation d'équilibre mécanique III.19 de l'OB en s'affranchissant des termes en dérivées temporelles :

$$F_{ob} = \frac{K x_0^2}{L^2} \left(\frac{x_m^2}{x_0^2} - 1 \right) x_m - \left(\frac{K_v}{a} \right) \arctan \left(\frac{x_m}{a} \right) + F_f \text{sign}(\dot{x}_m) \quad (\text{III.26})$$

Ce terme est obligatoirement donc nul pour l'équation d'équilibre dynamique du piston qui n'est pas en contact avec la MDOB.

III.4.2.b Équilibre hydraulique du circuit fluide

Le comportement des VH doit être symétrique par rapport à la position $x = 0$ de la MDOB. Lorsque cette-dernière se rapproche vers cette position, le coefficient de pertes de charges en x De même que pour l'équation d'équilibre mécanique, l'équilibre hydraulique sera régi par deux équations couplées. En nous appuyant sur le théorème de Bernoulli on peut alors établir le système d'équation suivant :

$$\begin{cases} p_{ear} = p_{gon} + \Delta p_{hyd} + \frac{1}{h} \left(p_{po} + C_{f0} q_o^2 + \mu_p \dot{x}_{po} + \Delta p_{cl}(\text{sign}(q_{ear})) \right) \\ p_{ear} = p_{gon} + \Delta p_{hyd} + \frac{1}{h} \left(p_{pf} + C_f(x_m) q_f^2 + \mu_p \dot{x}_{pf} + \Delta p_{cl}(\text{sign}(q_{ear})) \right) \end{cases} \quad (\text{III.27})$$

Où Δp_{hyd} représente les PdC régulières dans une branche de circuit hydraulique et les PdC singulières dans l'amplificateur et le découpleur hydrauliques. Δp_{cl} représente quant à lui les PdC rencontrées au passage du fluide dans clapets anti-retour. Il sera fonction du signe de q_{ear} car le

fluide n'y passe que dans le sens retour vers le bouchon d'oreille. La conservation du débit impose que tout fluide sortant du bouchon d'oreille se trouve soit dans une des branches, soit dans l'autre. On a alors l'égalité suivante :

$$q_{ear} = h(q_o + q_f) \quad (III.28)$$

De la même manière, tout le fluide entrant dans la chambre du piston est traduit par un déplacement du piston. De ce fait on peut établir :

$$\begin{cases} q_o = S_p \dot{x}_{po} \\ q_f = S_p \dot{x}_{pf} \end{cases} \quad (III.29)$$

Dans la prochaine section nous expliciterons le cahier des charges du fonctionnement compte tenu du modèle analytique, puis nous simulerons l'évolution des paramètres au cours du temps pour un et plusieurs cycles de mastication.

III.5 Simulation et dimensionnement préliminaire du système de récupération

Avec les modèles analytiques du comportement multi-physique du récupérateur d'énergie, il est possible d'établir un modèle numérique de son fonctionnement.

III.5.1 Critères de dimensionnement préliminaire

Le système de récupération d'énergie comprend de nombreux paramètres variables. Afin de les dimensionner il est nécessaire d'abord d'identifier les éléments technologiques fixes. Après quoi nous établirons les différents critères qui constituent les points de départ du dimensionnement global du système.

III.5.1.a Éléments technologiques fixes

La transduction électromécanique au travers de l'OB intégrant le GPA présente des éléments qui ont été fixés avant tout dimensionnement.

Le GPA

Paramètre	Valeur [Unité]
K	0.256 [N/μm]
α	0.105 [N/V]
C_0	0.25 [μF]

Tableau III.6 – Paramètres fixés par l'APA50XS

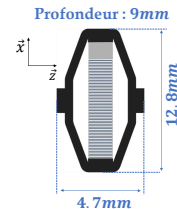


Figure III.17 – Dimensions APA50XS

Nous savons tout d'abord que la transduction piézoélectrique sera assurée par la technologie d'actionneurs piézoélectriques amplifiés (APA) certifié et fabriqué par par Cedrat Technologies. Ce dernier sera exploité en tant que générateur pour notre application. Sachant que nous travaillons

avec des tissus mous du corps humain, il faut choisir une gamme de produits dont la rigidité est la plus faible possible. Par la suite en jouant sur le niveau flambement ε nous serons capable de gérer le niveau énergétique nécessaire afin de faire basculer la MDOB en tenant compte de l'énergie disponible dans l'oreille. Le modèle qui doit être implémenté sur l'OB est un APA50XS. Ce choix détermine la valeur des paramètres listés dans le tableau III.6, ainsi que l'encombrement du dispositif de transduction schématisé sur la figure III.17.

L'OB

Les liaisons pivots seront assurée par des lames souples qui seront dimensionnées dans le chapitre VI lors de la conception et fabrication de l'OB.

Les pistons hydrauliques

Nous voudrions limiter les frottements dans les pistons hydrauliques et à l'échelle de l'application, il est difficile d'assurer l'étanchéité des pistons tout en offrant des pressions de fonctionnement faibles. L'actionnement sera donc assuré par les pistons de la gamme MQP4-10S du fabricant SMC qui admettent les pressions minimales de fonctionnement les plus faibles pour l'échelle du piston (1kPa). Le diamètre de la section mobile du piston sera donc fixée à $D_p = 4mm$. Les frottements du piston seront négligés pour la simulation et seront évalués lors des essais expérimentaux.

Les VH

La fonction de valve hydraulique sera assurée par un tube flexible fléchi au delà du point de flambement.

III.5.1.b Critère de confort

Pour assurer le confort de l'utilisateur, il est impératif que la pression de l'oreille soit inférieur au seuil de confort p_c introduit précédemment. La pression générée dans l'oreille résultera de l'impédance mécanique rencontrée par le piston hydraulique. Ici, mis à part les diverses pertes visqueuse, Δp_{ear} résultera majoritairement de la force élastique de l'OB lorsque la masse est poussée depuis sa position d'équilibre stable en $x_m = x_0$ vers sa position d'équilibre instable avant le basculement en $x_m = 0$. La force élastique de l'OB passe par un maximum en $x_m = \frac{x_0}{\sqrt{3}}$. On définit alors F_{crit} comme la force minimale nécessaire en actionnement QS afin que le basculement la MDOB d'une position stable à l'autre soit assurée. Celle-ci s'exprime comme suit :

$$F_{crit} = \frac{2K x_0^3}{3\sqrt{3} L^2} \quad (III.30)$$

Connaissant les dimensions du piston, on peut alors établir l'inéquation suivante traduisant le critère de confort :

$$p_{ear,m} > \frac{1}{a} \frac{F_{crit}}{S_p} \quad (III.31)$$

Avec $p_{ear,m} = \max(\Delta p_{ear})$ la valeur maximale de la variation de pression Δp_{ear} induite dans le bouchon d'oreille lors de la mastication.

III.5.1.c Critère de course

La position rétractée x_{p0} des pistons devra être supérieure à x_0 afin que les oscillations de la MDOB après basculement ne soient pas perturbées par le piston dont l'alimentation hydraulique était fermée pour ce cycle de mastication. En addition, la variation de volume maximale $\Delta V_{ear,m}$ dans le bouchon d'oreille doit être suffisante pour que la course d'un piston soit assurée entre

$x_p = x_{p0}$ et $x_p = 0$ pour réaliser le basculement de la MDOB. On définit alors un coefficient c_{xp} vérifiant l'inégalité suivante :

$$c_s \Delta V_{ear,m} > a S c_{xp} x_0 \quad (III.32)$$

Où c_s est un coefficient de sécurité qui permettra de gérer la variabilité entre chaque individu.

III.5.1.d Critère d'encombrement

Le système entier a pour vocation d'être intégré dans un boîtier de type appareil auditif ou implant cochléaire externe dont les dimensions standard font 50x20x10mm. Il aurait été possible de dimensionner un système bis à une échelle plus grande par le moyen de similitudes pour se défaire de certaines contraintes technologiques. Néanmoins les paramètres du modèle numérique du système que nous allons voir dans la suite ont été pensés à l'échelle d'utilisation réelle, tout en intégrant les contraintes technologiques fixes. Cela permet de s'affranchir d'une étape de développement qui est le prototypage macroscopique. Nous verrons ensuite dans les prochains chapitres dans quelle mesure un tel système se prête à la fabrication pour valider expérimentalement le comportement du modèle développé dans ce chapitre.

III.5.2 Modèle numérique du système global

Un cycle de mastication du point de vue du système de récupération peut se décomposer en deux grandes phases que sont la phase d'actionnement QS et la phase d'oscillation. La première consiste en la poussée de la MDOB par le piston sur une course partant d'une position d'équilibre stable vers la position d'équilibre instable. La deuxième phase intègre l'oscillation de la MDOB dont l'énergie est en partie convertie en électricité par le GPA.

Les conditions initiales de la simulation numérique sont les suivantes :

- La MDOB se trouve à l'équilibre stable en position $x_m = -x_0$
- L'entrée imposée dans le système est la variation de volume ΔV_{ear} du bouchon d'oreille. Ce relevé de variation de volume au permis de déterminer le dimensionnement des différents paramètres du système en partant des critères énoncés précédemment dans la sous-section III.5.1.

Les pertes de charges liées aux clapets anti-retour, à l'amplificateur hydraulique, ainsi qu'au découpleur de pression seront négligés dans le modèle numérique. En effet il sera plus pertinent d'introduire un terme de pertes de charges regroupant l'effet de tous les composants hydrauliques à la fois. Ce terme pourront être implémentés après une évaluation expérimentale.

III.5.2.a Phase d'actionnement de la MDOB

La phase d'actionnement correspond aux étapes 1,2 et 3 du cycle de mastication du point de vue de l'OB détaillé dans le tableau III.1. Cette phase se divise elle même en deux périodes. La première (phase 1a) correspond à l'approche du piston qui n'est au départ pas en contact avec la MDOB, et la deuxième (phase 1b) correspond au déplacement QS du système solidaire Piston + MDOB vers $x = 0$ depuis $x = -x_0$.

Phase 1a

La VH alimentant le piston haut est fermée car la MDOB se trouve à la position d'équilibre basse en $x_m = -x_0$. Durant cette phase le comportement des deux branches hydrauliques est donc

soumis aux systèmes d'équations III.33a–III.33c).

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{ph} S_p = C_p \dot{x}_{ph} \\ p_{ear} = p_{gon} + \Delta p_{hyd} + \frac{1}{h} \left(p_{ph} + C f_0 q_h^2 + \mu_p \dot{x}_{ph} + \Delta p_{cl}(\text{sign}(q_{ear})) \right) \\ q_h = S_p \dot{x}_{ph} \end{array} \right. \quad \text{(III.33a)}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{pb} S_p = C_p \dot{x}_{pb} \\ p_{ear} = p_{gon} + \Delta p_{hyd} + \frac{1}{h} \left(p_{pb} + C_f(x_m) q_b^2 + \mu_p \dot{x}_{pb} + \Delta p_{cl}(\text{sign}(q_{ear})) \right) \\ q_b = S_p \dot{x}_{pb} \end{array} \right. \quad \text{(III.33b)}$$

$$q_{ear} = h(q_h + q_b) \quad \text{(III.33c)}$$

Phase1b

Le piston du bas arrive en contact avec la MDOB. Les deux composants forment un système solidaire qui va alors se déplacer jusqu'à la position horizontale. On assume donc l'égalité $x_{pb} = x_m$. Les systèmes d'équations (III.34a–III.34d) décrivent alors le comportement multiphysique couplé du système. Dans l'équilibre dynamique du piston bas exprimé dans le système d'équations III.34b on verra s'ajouter la contre-réaction élastique de l'OB exprimé au travers de l'équation III.34d. Celle-ci sera la cause principale de la variation de pression Δ_p induite dans l'oreille.

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{ph} S_p = C_p \dot{x}_{ph} \\ p_{ear} = p_{gon} + \Delta p_{hyd} + \frac{1}{h} \left(p_{ph} + C f_0 q_h^2 + \mu_p \dot{x}_{ph} + \Delta p_{cl}(\text{sign}(q_{ear})) \right) \\ q_h = S_p \dot{x}_{ph} \end{array} \right. \quad \text{(III.34a)}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{ob} - p_{pb} S_p = C_p \dot{x}_{pb} \\ p_{ear} = p_{gon} + \Delta p_{hyd} + \frac{1}{h} \left(p_{pb} + C_f(x_m) q_b^2 + \mu_p \dot{x}_{pb} + \Delta p_{cl}(\text{sign}(q_{ear})) \right) \\ q_b = S_p \dot{x}_{pb} \end{array} \right. \quad \text{(III.34b)}$$

$$q_{ear} = h(q_h + q_b) \quad \text{(III.34c)}$$

$$F_{ob} = \frac{K x_0^2}{L^2} \left(\frac{x_{pb}^2}{x_0^2} - 1 \right) x_{pb} - \left(\frac{K_v}{a} \right) \arctan \left(\frac{x_{pb}}{a} \right) + F_f \text{sign}(x_{pb}) \quad \text{(III.34d)}$$

III.5.2.b Phase d'oscillation de la MDOB

La MDOB a franchi le seuil horizontal et se retrouve alors en lâcher libre vers la position d'équilibre stable haute. La VH_b se ferme et la VH_h s'ouvre. Aucun des pistons n'est en contact avec la masse oscillante. La conversion d'énergie se fait au travers du GPA dont le comportement

électromécanique est régie par le système d'équations III.35d, jusqu'à arrêt de la MDOB.

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{ph} S_p = C_p \dot{x}_{ph} \\ p_{ear} = p_{gon} + \Delta p_{hyd} + \frac{1}{h} \left(p_{ph} + C f_0 q_h^2 + \mu_p \dot{x}_{ph} + \Delta p_{cl}(\text{sign}(q_{ear})) \right) \\ q_h = S_p \dot{x}_{ph} \end{array} \right. \quad (III.35a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{pb} S_p = C_p \dot{x}_{pb} \\ p_{ear} = p_{gon} + \Delta p_{hyd} + \frac{1}{h} \left(p_{pb} + C_f(x_m) q_b^2 + \mu_p \dot{x}_{pb} + \Delta p_{cl}(\text{sign}(q_{ear})) \right) \\ q_b = S_p \dot{x}_{pb} \end{array} \right. \quad (III.35b)$$

$$q_{ear} = h(q_h + q_b) \quad (III.35c)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x} = -\frac{K x_0^2}{m L^2} \left(\frac{x_m^2}{x_0^2} - 1 \right) x_m - \left(\frac{\mu}{m} \right) \dot{x}_m - \frac{\alpha U_p \dot{x}_m}{m L} - \left(\frac{K_v}{m a} \right) \arctan \left(\frac{x_m}{a} \right) - \frac{F_f \text{sign}(\dot{x}_m)}{m} \\ I_p = \frac{\alpha x_m \dot{x}_m}{L} - C_0 \dot{U}_p \end{array} \right. \quad (III.35d)$$

Nous avons établi les principaux systèmes d'équations permettant de décrire le comportement multi-physique couplé de tous les composants du système global. Nous allons maintenant procéder à la résolution numérique d'un tel système.

III.5.3 Simulations et résultats

Comme on a vu précédemment, le coefficient de pertes de charges Cf lié aux VH doit évoluer de façon symétrique par rapport à la position horizontale de la MDOB. On ne connaît pas encore à ce stade la loi de comportement $Cf = f(x_m)$ car aucun modèle analytique n'a encore été établi pour les pertes de charges au travers d'un tube de section flambée.

Nous savons par ailleurs qu'à $x_m = 0$ on a $Cf_h = Cf_b = Cf_0$ avec Cf_h et Cf_b les coefficients de PdC respectifs de VH_h et VH_b . On note aussi au temps $t = 0$ la valeur des différents paramètres comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} x_m(t = 0) = -x_0 \\ Cf_h(-x_0) = Cf_f \\ Cf_b(-x_0) = Cf_0 \end{array} \right. \quad (III.36)$$

Comme l'écoulement se produit en parallèle dans les deux branches hydrauliques, nous allons chercher à approcher la valeur minimale pour le rapport (r_{Cf}) défini tel que :

$$r_{Cf} = \frac{Cf(\text{VH fermée})}{Cf(\text{VH ouverte})} \quad (III.37)$$

Qui vaut alors à $t = 0$ pour notre simulation :

$$r_{Cf}(t = 0) = (r_{Cf})_{min} = \frac{Cf_h(-x_0)}{Cf_b(-x_0)} = \frac{Cf_f}{Cf_0} \quad (III.38)$$

Celui-ci remplira le critère hydraulique du cahier des charges des VH couplées. Il permettra donc que l'écoulement soit privilégié vers le piston du bas. Il est alors possible, à travers un processus itératif, de quantifier le rapport $(r_{Cf})_{min}$. À cet effet il on impose dans un premier temps une loi de comportement linéaire pour l'évolution de Cf , tel que :

$$Cf = Cf_0 + c_{sim} x_m \quad (III.39)$$

$$\text{Avec } c_{sim} = \frac{Cf(x_m = -x_0) - Cf(x_m = 0)}{x_0 - 0} = \frac{Cf_f - Cf_0}{x_0} \quad (III.40)$$

En faisant évoluer c_{sim} on arrive à une la valeur de Cf_f pour laquelle le rapport $(r_{Cf})_{min}$ permet alors de privilégier l'écoulement vers le piston du bas. On en déduit que théoriquement $(r_{Cf})_{min} = 5$ est l'objectif à atteindre pour dimensionner un couple de VH fonctionnelles. Au terme du processus, on peut établir en concordance temporelle la figure III.18 qui montre l'évolution des positions des pistons et de la MDOB, l'évolution des débits et pressions respectifs dans les pistons et le bouchon d'oreille, ainsi que l'évolution des coefficients de PdC dans les VHs. Les deux traits verticaux pointillés marquent le passage d'une phase à un autre. Les débits positifs traduisent le fluide sortant du bouchon d'oreille. Le déplacement de volume qui représente le tra-

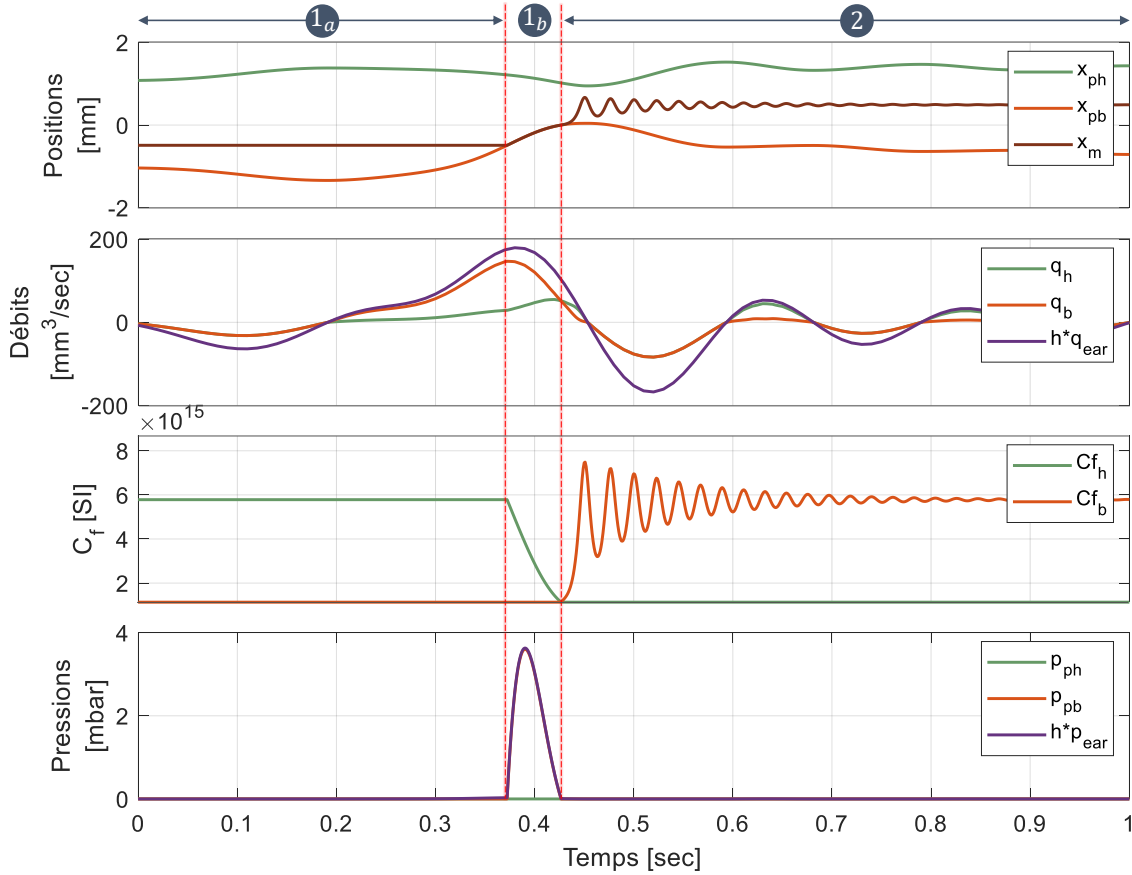


Figure III.18 – Résultats de simulation pour les positions, débits, Coefficient de PdC et pressions en concordance de temps

vail mécanique de la fermeture de la mâchoire a lieu durant l'intervalle $[0,2 - 0,45]$ sec. Les débits positifs qu'on voit apparaître à la suite de cet intervalle découlent de l'inertie du fluide qui a été précédemment déplacé. On voit alors que le contact entre le piston et la masse induit une pression dans l'oreille. En multipliant le débit par la pression on peut alors estimer la puissance injectée dans l'OB par le bouchon d'oreille. Comme il est supposé que les VH sont solidaires de la MDOB, d'après l'équation III.39, l'évolution de Cf_b est elle aussi oscillatoire durant la phase 2. On voit qu'à $x = 0$, $Cf_b = Cf_h = Cf_0$ et donc les deux pistons sont alimentés au travers de deux VH ouvertes. Cependant la MDOB franchit tout de même la barrière de potentiel car elle arrive près de 0 avec une énergie cinétique non nulle et par conséquent suffisante pour assurer le franchissement. Il est d'autre part possible d'extraire de la simulation la figure III.19 qui montre l'évolution de la tension U_p aux bornes du GPA, le bilan des puissances et le bilan énergétique en concordance de temps avec les positions des pistons et de la MDOB. Le bilan énergétique révèle qu'un tel système est capable de récupérer l'énergie de déformation du canal auditif avec un rendement global $\eta_g = 70\%$. Le modèle numérique est incomplet au vu des différents termes de pertes négligées

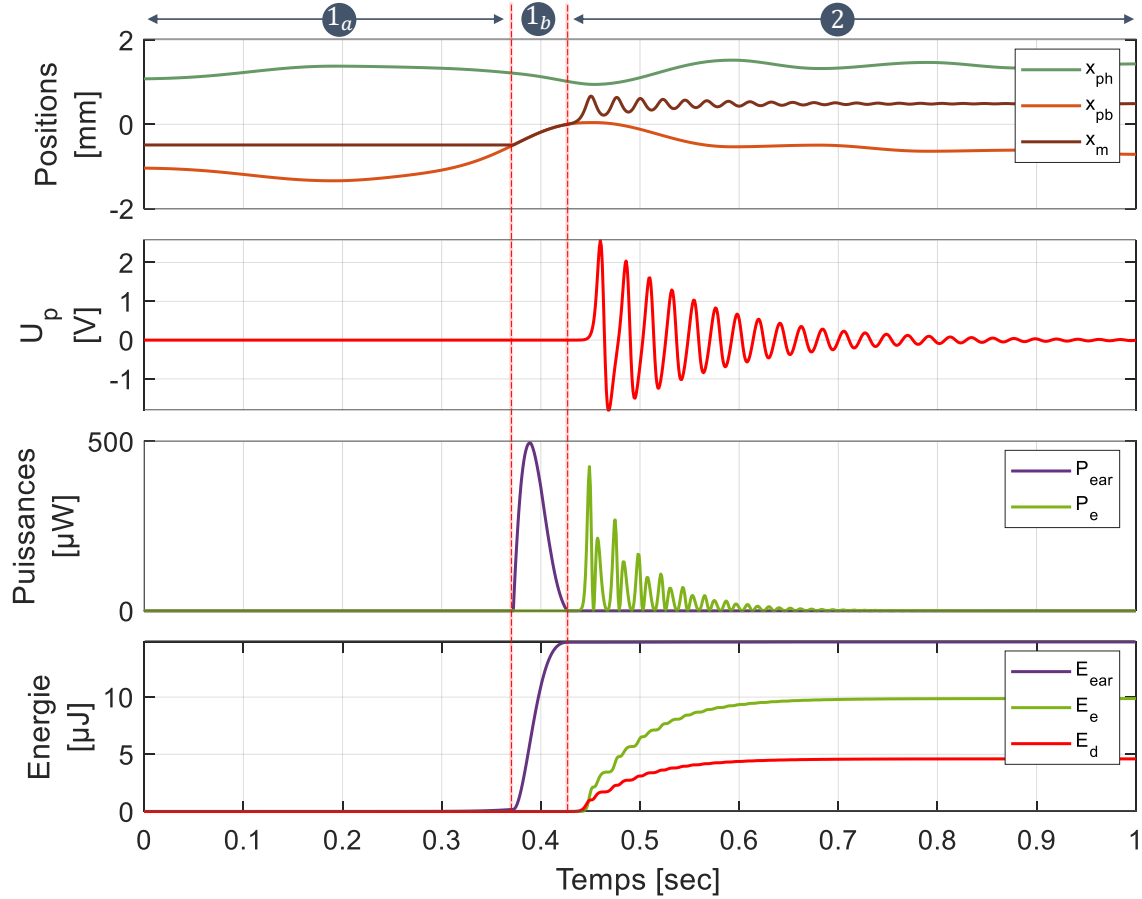


Figure III.19 – Résultats de simulation pour les positions, tension GPA, puissances et énergies

mais reste néanmoins prometteur pour une investigation expérimentale.

Il est par ailleurs intéressant de noter que l'énergie hydraulique est dans un premier temps emmagasinée dans le réservoir d'énergie potentielle élastique de l'OB durant la phase 1_b , avant d'être convertie en partie par le GPA. Cette énergie potentielle découle d'une force élastique non linéaire en fonction du déplacement de la MDOB sur l'axe \vec{x} . Ne connaissant pas la courbe caractéristique de fonctionnement de la micro pompe qu'est le bouchon d'oreille, nous pouvons approximer l'approximer dans un premier temps à une source de pression constante. Cette source de pression peut alors délivrer un volume de fluide équivalent à ΔV_{ear} . La figure III.20 montre l'allure de l'évolution de la force élastique de l'oscillateur bistable dimensionné suivant les critères énoncés précédemment, en parallèle avec la force élastique du meilleur ressort linéaire possible avec ce gisement énergétique. En comparant alors l'énergie stockée dans chacun des deux types de ressorts, équivalent à l'aire sous les courbes respectives, on s'aperçoit que l'OB peut emmagasiner 30% d'énergie supplémentaire.

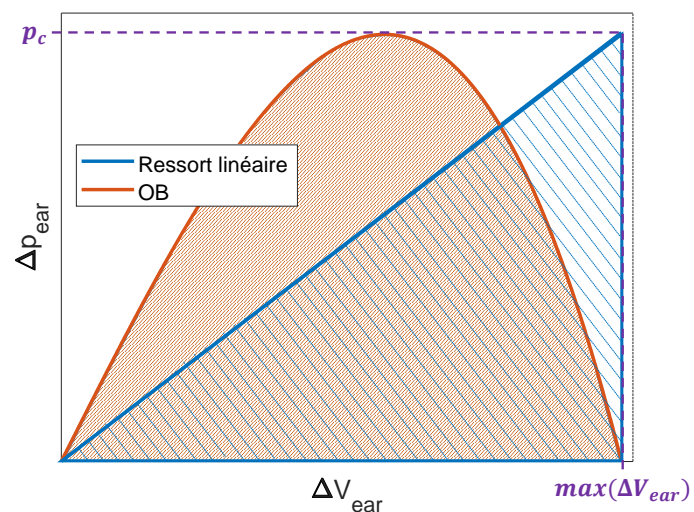


Figure III.20 – Évolution de la force élastique de l'OB et du meilleur ressort possible pour le gisement énergétique exploité

La nature de la rigidité du ressort élastique ainsi utilisé influe sur la quantité d'énergie exploitable à partir d'une même source de variation de pression et variation de volume limités.

Dans le prochain chapitre il sera présenté le dimensionnement, la fabrication, ainsi que la caractérisation de l'OB intégrant le GPA.

Chapitre

IV

Conception et fabrication du convertisseur électromécanique : OB + GPA

Sommaire

III.1 Exploiter au mieux l'énergie de déformation locale du canal auditif	8
III.1.1 Maximiser l'énergie extractible	8
III.1.1.a Résumé de l'existant	8
III.1.2 Amplifier la fréquence de l'énergie source	10
III.1.3 Pertinence de la chaîne de conversion d'énergie envisagée	10
III.1.4 Solution proposée pour maximiser l'énergie récupérée	11
III.1.4.a Présentation du système complet	11
III.1.4.b Le principe du flexenseur	12
III.1.4.c Description du fonctionnement du système	13
III.2 Cyclage du mouvement de la masse dynamique du bistable : valves hydrauliques	15
III.2.1 Solutions existantes pour la gestion directionnelle de fluide en mouvement	15
III.2.2 Solution proposée pour la gestion directionnelle de fluide en mouvement	17
III.3 Modélisation du convertisseur électromécanique	18
III.3.1 Modèle OB + GPA	20
III.3.2 Impact du circuit hydraulique sur le modèle OB + GPA	22
III.4 Modélisation du circuit hydraulique	22
III.4.1 Perte de charges dans une VH	22
III.4.2 Mise en équation du circuit hydraulique	23
III.4.2.a Équilibre dynamique du piston hydraulique	23
III.4.2.b Équilibre hydraulique du circuit fluidique	24
III.5 Simulation et dimensionnement préliminaire du système de récupération .	25
III.5.1 Critères de dimensionnement préliminaire	25
III.5.1.a Éléments technologiques fixes	25
III.5.1.b Critère de confort	26
III.5.1.c Critère de course	26
III.5.1.d Critère d'encombrement	27
III.5.2 Modèle numérique du système global	27
III.5.2.a Phase d'actionnement de la MDOB	27
III.5.2.b Phase d'oscillation de la MDOB	28
III.5.3 Simulations et résultats	29

IV.1 Cahier des charges

IV.1.1 Architecture générale

IV.1.2 Choix technologique pour les articulation du bistable

IV.1.3 Critères de conception du bistable

IV.2 Dimensionnement et conception de l'oscillateur bistable

IV.2.1 Étude de flambement

IV.2.2 Dimensionnement des articulations du bistable

IV.2.2.a Rigidité en rotation

Modèle éléments finis

Modèle analytique

IV.2.2.b Rigidité longitudinale

Rigidité du générateur piézoélectrique prépondérante

IV.2.2.c Résistance structurelle

Adaptation des lames parallèles à la méthode de fabrication

Contraintes dans les lames pliées

IV.3 Fabrication et caractérisations expérimentales

IV.3.1 Fabrication de la structure à lames monobloc

IV.3.2 Intégration du transducteur piézoélectrique à la structure monobloc

IV.3.3 Caractérisation du convertisseur électromécanique bistable résultant

IV.3.3.a Analyse d'impédance

IV.3.3.b Comportement dynamique

IV.4 Corrélation modèle - essais et recalage

IV.4.1 Comparaison données théoriques et expérimentales

IV.4.2 Simulations après recalage

IV.4.3 Conclusion

Dans le prochain chapitre nous allons nous intéresser au dimensionnement théorique de tubes flexibles répondant au cahier des charges hydraulique des VH, à savoir le respect du rapport $(r_{cf})_{min} = 5$ entre le coefficient de PdC en position fermée et celui en position ouverte.

Conception et fabrication des valves hydrauliques : tubes flexibles flambés

Sommaire

IV.1 Cahier des charges	34
IV.1.1 Architecture générale	34
IV.1.2 Choix technologique pour les articulation du bistable	34
IV.1.3 Critères de conception du bistable	34
IV.2 Dimensionnement et conception de l'oscillateur bistable	34
IV.2.1 Étude de flambement	34
IV.2.2 Dimensionnement des articulations du bistable	34
IV.2.2.a Rigidité en rotation	34
IV.2.2.b Rigidité longitudinale	34
IV.2.2.c Résistance structurelle	34
IV.3 Fabrication et caractérisations expérimentales	34
IV.3.1 Fabrication de la structure à lames monobloc	34
IV.3.2 Intégration du transducteur piézoélectrique à la structure monobloc	34
IV.3.3 Caractérisation du convertisseur électromécanique bistable résultant	34
IV.3.3.a Analyse d'impédance	34
IV.3.3.b Comportement dynamique	34
IV.4 Corrélation modèle - essais et recalage	34
IV.4.1 Comparaison données théoriques et expérimentales	34
IV.4.2 Simulations après recalage	34
IV.4.3 Conclusion	34

V.1 Cahier des charges

V.1.1 Modèle d'approximation du tube flambé

Diamètre hydraulique en fonction de C_f

V.1.2 Diamètre hydraulique de fermeture

Diamètre hydraulique en fonction de la position du bistable

V.2 Conception

V.2.1 Comportement mécanique post-flambement des tubes flexibles

V.2.1.a Comportement cinématique

L'angle de fermeture de fermeture

V.2.1.b Comportement statique

Énergie de pliage et moment de rappel en rotation

V.2.2 Intégration à l'oscillateur bistable

V.2.2.a Intégration cinématique

V.2.2.b Intégration statique

V.2.3 Validation numérique des tubes valve conçus

V.2.3.a Implémentation dans le modèle système

V.2.3.b Simulation du modèle système comprenant les valves

V.3 Caractérisations expérimentales

V.4 Implémentation dans le modèle système global

V.5 Corrélation modèle - essais et recalage

Caractérisation expérimentale du prototype de récupération d'énergie intra-auriculaire complet

Sommaire

V.1	Cahier des charges	36
V.1.1	Modèle d'approximation du tube flambé	36
V.1.2	Diamètre hydraulique de fermeture	36
V.2	Conception	36
V.2.1	Comportement mécanique post-flambement des tubes flexibles	36
V.2.1.a	Comportement cinématique	36
V.2.1.b	Comportement statique	36
V.2.2	Intégration à l'oscillateur bistable	36
V.2.2.a	Intégration cinématique	36
V.2.2.b	Intégration statique	36
V.2.3	Validation numérique des tubes valve conçus	36
V.2.3.a	Implémentation dans le modèle système	36
V.2.3.b	Simulation du modèle système comprenant les valves	36
V.3	Caractérisations expérimentales	36
V.4	Implémentation dans le modèle système global	36
V.5	Corrélation modèle - essais et recalage	36

VI.1 Modèle système global

VI.2 Banc de test

VI.3 Résultats

VI.3.1 Actionnement unilatéral du bistable – 1 fermeture de mâchoire

VI.3.1.a Résultats du comportement dynamique global

VI.3.1.b Estimation de l'énergie récupérée sur un cycle de mastication

VI.3.2 Actionnement bilatéral du bistable – 2 fermetures de mâchoire consécutives

VI.4 Corrélation modèle - essais et recalage

Chapitre **VII**

Conclusion et perspectives

VII.1 Analyse critique du système

VII.2 Applications potentielles

VII.3 Conclusion

Bibliographie

- [1] B. Bob. Bob and bobby. *J. Bob*, 2000(Bob 2000) :2000, 2000.
- [2] Janhavi S. Agashe and David P. Arnold. Erratum : A study of scaling and geometry effects on the forces between cuboidal and cylindrical magnets using analytical force solutions (Journal of Physics D : Applied Physics (2008) 41 (105001)). *Journal of Physics D : Applied Physics*, 42(9), 2008.
- [3] Aidin Delnavaz and Jérémie Voix. Piezo-earpiece for micro-power generation from ear canal dynamic motion. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 23(11) :114001, nov 2013.
- [4] Aidin Delnavaz and Jeremie Voix. Energy Harvesting for In-Ear Devices Using Ear Canal Dynamic Motion. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 61(1) :583–590, jan 2014.
- [5] Haluk Kulah and Khalil Najafi. Energy Scavenging from Low-Frequency Vibrations by Using Frequency Up-Conversion for Wireless Sensor Applications. *IEEE Sensors Journal*, 8(3) :261–268, 2008.
- [6] A Delnavaz and J Voix. Micro-Power Energy Harvesting for In-Ear Devices. In *PowerMEMS 2012*, pages 488–491, 2012.
- [7] Aidin Delnavaz and Jérémie Voix. Flexible piezoelectric energy harvesting from jaw movements. *Smart Materials and Structures*, 23(10) :105020, oct 2014.
- [8] Benjamin Snyder, Seungjun Lee, Nadine Barrie Smith, and Robert E. Newnham. Ferroelectric transducer arrays for transdermal insulin delivery. *Frontiers of Ferroelectricity : A Special Issue of the Journal of Materials Science*, (December) :1–288, 2007.
- [9] Rongjing Guo, Shiyang Li, Tangan Li, Xuan Sun, Luan Lin, and Sihao Sun. Analysis and design of low frequency and high power flextensional transducer with double-grooves. *Applied Acoustics*, 149 :25–31, 2019.
- [10] Jack B Aldrich and National Aeronautics. *Design Space of Passive Structures Piezoelectric Damping for*. Number Report 4625. 1994.
- [11] Wanlu Zhou and Lei Zuo. On the effects of blade-disk interface mistuning on the response of integrated bladed rotors. *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference*, 8, 2013.
- [12] Thomas Huguet. *Vers une meilleure exploitation des dispositifs de récupération d'énergie vibratoire bistables : Analyse et utilisation de comportements originaux pour améliorer la bande passante*. PhD thesis, Université Savoie Mont Blanc, 2019.
- [13] Idel'cik. *Mémento des pertes de charges*. Eyrolles edition, 1986.

Table des figures

I.1	Figure simple	2
I.2	Figure double	2
I.3	Figure triple	3
III.1	Chaîne de conversion énergétique pour la solution électromagnétique de Delnavaz & Voix [3]	8
III.2	Chaîne de conversion énergétique pour la solution électromagnétique de Delnavaz & Voix [4]	8
III.3	Puissance électrique maximale d'un générateur EM pour différentes fréquences de fonctionnement [5]	9
III.4	Débit de fluide depuis le bouchon d'oreille sur 1 cycle de mastication [6]	10
III.5	Conversion SYMME	10
III.6	Schéma du système de récupération d'énergie proposé	12
III.7	(a) Comportement cinématique du flex-tenseur. (b) Comportement statique du flex-tenseur [11]	12
III.8	Gestion directionnelle d'écoulement par un distributeur hydraulique piloté	16
III.9	Gestion directionnelle d'écoulement par deux étrangleurs bidirectionnels couplés	16
III.10	Exemples de solutions technologiques d'étrangleurs hydrauliques	16
III.11	Détail du fonctionnement de la VH en tube flexible	17
III.12	Intégration VHs - Vue de face	18
III.13	Intégration VHs - Schéma cinématique vu dans la direction l'axe d'oscillation de la MDOB	18
III.14	Schéma cinématique	20
III.15	Impact de K_{φ} sur le comportement mécanique de l'OB	21
III.16	Schéma hydraulique global	24
III.17	Dimensions APA50XS	25
III.18	Résultats de simulation pour les positions, débits, Coefficient de PdC et pressions en concordance de temps	30
III.19	Résultats de simulation pour les positions, tension GPA, puissances et énergies	31
III.20	Évolution de la force élastique de l'OB et du meilleur ressort possible pour le gisement énergétique exploité	32

Liste des tableaux

I.1	Tableau	3
III.1	Tableau	14
III.2	Définition des paramètres	19
III.3	Désignation des pièces	19
III.4	Nature des points	19
III.5	Définition des paramètres	23
III.6	Paramètres fixés par l'APA50XS	25

Annexe A

Annexe 1

Sommaire

VII.1Analyse critique du système	39
VII.2Applications potentielles	39
VII.3Conclusion	39

A.1 Introduction

A.2 Conclusion

"Titre"

"Sous-titre"

Résumé

Mots-clés :

Abstract

Keywords :

