Modélisation multi-physique et commande d'une pompe à membrane ondulante

Mattias Scheffler

▶ **To cite this version:**

Mattias Scheffler. Modélisation multi-physique et commande d'une pompe à membrane ondulante. Automatique / Robotique. HESAM Université, 2021. Français. NNT : 2021HESAE032 . tel-03450184

HAL Id: tel-03450184
https://pastel.hal.science/tel-03450184

Submitted on 25 Nov 2021

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

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

HESAM UNIVERSITÉ

Arts et Métiers Sciences et Technologies

ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES DES MÉTIERS DE L'INGÉNIEUR
Laboratoire PIMM – Campus de Paris

THÈSE

présentée par : **Mattias Scheffler**

soutenue le : **02 Juillet 2021**

pour obtenir le grade de : **Docteur d'HESAM Université**

préparée à : **École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers**

Spécialité : **Automatique et Robotique**

Modélisation Multi-Physique et Commande d'une Pompe Cardiaque à Membrane Ondulante

THÈSE dirigée par : M. Nazih Mechbal
et co-encadrée par :M. Marc Rébillat & **M. Eric Monteiro**

Jury

M. Moustapha HAFEZ	Directeur de recherche, LIST, CEA	Président
M. Jean-Christophe PONSART	PU, CRAN, Université de Lorraine	Rapporteur
M. Frédéric KRATZ	PU, PRISME, INSA Val de Loire	Rapporteur
M. Hervé GUILLARD	Mcf, CNAM	Examinateur
M. Nazih MECHBAL	PU, PIMM, Arts et Métiers	Examinateur
M. Marc REBILLAT	Mcf, PIMM, Arts et Métiers	Examinateur
M. Eric MONTEIRO	Mcf, PIMM, Arts et Métiers	Examinateur
M. Rémi PRUVOST	Ingénieur, Corwave	Invité

THÈSE

"Je pompe donc je suis" Jacques Rouxel

Remerciements

Cette thèse condense la majeure partie des travaux de recherche que j'ai effectués au sein de l'entreprise CorWave et du PIMM. Sans l'aide de toutes les personnes travaillant dans ces structures il n'aurait pas été possible de mener à bien ce travail.

Je tiens à remercier en premier lieu Nazih Mechbal, qui a rendu possible ce projet de thèse, de l'écriture du sujet jusqu'à la soutenance. Avec Marc et Eric, ils m'ont soutenu tout au long de ce projet, et m'ont fait confiance pour approfondir les sujets que je pensais porteurs en toute liberté.

Je remercie également chaleureusement Silvère et Pier Paolo, qui du côté de CorWave m'ont donné l'envie de démarrer cette thèse. Je conserve précieusement en tête leurs leçons et conseils en ingénierie, gestion de projet et en relations humaines. A Rémi qui a le don de rendre le travail intéressant en soulevant chaque faille dans mes raisonnements, nos débats sur cette pompe vont me manquer. Simon, Léopold, Marvin, Yassin, Dariane et Laura, j'espère revivre un jour une expérience aussi intense que nos premières années à CorWave. Sans vous, l'entreprise ne serait pas ce qu'elle est aujourd'hui. Carl, Trevor, Luc, Edouard, Sophie, Louis, Camille, Khaled, Brian, Alexandre, Virginie, Nicolas Jem, Fédérico, Nathalie, Ahmed, Léonard, Pierre-Yves, Thibault, Eugenio, les François et les Françoises ainsi que tous les employés de CorWave présents et passés, si un jour vous prenez le temps de lire ce manuscrit, c'est tout autant vous que moi qui l'avez écrit. Vous saurez vous reconnaitre dans les pages de cette thèse. Un remerciement particulier à Charlotte, qui a relu l'intégralité du manuscrit, et vérifié toutes les sources de l'introduction.

Un clin d'œil au personnel du PIMM et des collègues de thèses. Quentin, Nassim, Lounès, Adrien, Hadrien, William et les autres, merci pour les discussions du midi et votre soutien. Bon courage à ceux qui continuent leurs travaux de thèse.

Merci à Julie, qui m'a supporté avec stoïcisme durant cette thèse (et en particulier sa rédaction!). A Audrey, qui a corrigé une partie des fautes de ce manuscrit. Aux copains de Paris, Jean, Victor, Alexis, Thomas et les autres. Aux amis d'Aix les Bains, Brian, Pierre, Camille, Thomas, Léonard, Cyril, Adrien, Chloé, Axia, Marion et au vieux Jacques. Les étés passés au lac du Bourget avec vous me manquent.

Une pensée à ma famille, en particulier à mes parents, qui se sont épuisés à faire de moi ce que je suis aujourd'hui. A mes sœurs : courage à la plus grande, qui rédige sa thèse. Du bonheur pour la plus jeune qui a tout le temps pour grandir.

Table des matières

1. Introduction 1
1.1. Le système cardiovasculaire et l'insuffisance cardiaque 2
1.1.1. Fonctionnement du système cardiovasculaire 2
1.1.2. Insuffisance cardiaque 4
1.2. Les systèmes d'assistance ventriculaire 5
1.2.1. 1ère génération : pompes à débit pulsatile 6
1.2.2. 2ème génération : pompes à débit continu 7
1.2.3. 3ème génération de pompes 9
1.2.4. Limites actuelles de l'assistance cardiaque et prochaines évolutions 11
1.2.5. La pompe à membrane ondulante 17
1.3. Commande de la pompe : objectifs et contributions 25
1.3.1. Objectifs 25
1.3.2. Contributions et organisation du manuscrit 27
2. Modélisation de la pompe 31
2.1. Introduction du chapitre 32
2.2. Modélisation de l'actionneur 33
2.2.1. Modélisation par la méthode des éléments finis 33
2.2.2. Réduction du modèle en modèle linéaire à paramètres variables 37
2.2.3. Courants de Foucault 43
2.2.4. Identification du modèle de l'actionneur 45
2.3. Modélisation de la tête de pompe 52
2.3.1. Simplification de la géométrie et propriétés des matériaux 53
2.3.2. Mise en équation 54
2.3.3. Choix du maillage 56
2.3.4. Déformation du maillage via la méthode ALE 57
2.3.5. Configuration du solveur 59
2.4. Co simulation de la pompe 59
2.4.1. Couplage du modèle de l'actionneur et de la tête de pompe 59
2.4.2. Application : Développement d'un estimateur de force 62
2.5. Conclusion du chapitre 67
3. Commande de la pompe 69
3.1. Introduction du chapitre 70
3.2. Commande LQ de la pompe avec observateur de Kalman 72
3.2.1. Feedforward 72
3.2.2. Filtre de Kalman étendu pour estimer la force de la membrane 73
3.2.3. Régulateur LQ 77
3.2.4. Résultats de simulation (co-simulation) 79

3.3. Commande sans capteur 83
3.3.1. Principe de fonctionnement 84
3.3.2. Résultats de simulations 93
3.4. Conclusion du chapitre 97
4. Validation expérimentale de la commande et du modèle 99
4.1. Introduction du chapitre 100
4.2. Identification expérimentale du modèle de l'actionneur 100
4.2.1. Présentation du test API (Actuator Parameters Identification) 100
4.2.2. Résultats de l'identification et comparaison au modèle numérique 102
4.3. Caractérisation hydraulique statique de la pompe 104
4.3.1. Présentation du banc 104
4.3.2. Evaluation de la commande LQ 106
4.3.3. Evaluation de la commande sans capteur 115
4.4. Caractérisation hydraulique dynamique 118
4.4.1. Présentation du simulateur cardiovasculaire 118
4.4.2. Résultats de la pompe en co-pulsation 119
4.5. Conclusion du chapitre 121
5. Conclusions et perspectives 125
5.1. Conclusions 125
5.2. Perspectives 128

1. Introduction

Ce chapitre donne une vue d'ensemble du fonctionnement du système cardiovasculaire et présente brièvement l'insuffisance cardiaque. Un historique de l'assistance cardiaque mécanique y est décrit, avant une présentation de la technologie de pompe à membrane ondulante et son intérêt pour une application d'assistance cardiaque. Nous dressons enfin une liste des défis à relever pour modéliser et réaliser l'asservissement de la pompe, et proposons un plan pour atteindre nos objectifs de recherche.

1. Introduction 1
1.1. Le système cardiovasculaire et l'insuffisance cardiaque 2
1.1.1. Fonctionnement du système cardiovasculaire 2
1.1.2. Insuffisance cardiaque 4
1.2. Les systèmes d'assistance ventriculaire 5
1.2.1. 1ère génération : pompes à débit pulsatile 5
1.2.2. 2ème génération : pompes à débit continu 7
1.2.3. 3ème génération de pompes 8
1.2.4. Limites actuelles de l'assistance cardiaque et prochaines évolutions 11
1.2.5. La pompe à membrane ondulante 17
1.3. Commande de la pompe : objectifs et contributions 25
1.3.1. Objectifs 25
1.3.2. Contributions 27

1.1. Le système cardiovasculaire et l'insuffisance cardiaque

1.1.1. Fonctionnement du système cardiovasculaire

Le système cardiovasculaire a pour fonction l'oxygénation des organes et l'acheminement de nutriments jusqu'à ceux-ci par le biais de la circulation sanguine [1]. Les organes directement liés à la circulation sanguine sont le cœur, et les vaisseaux sanguins. Le cœur est essentiellement une pompe double (voir Figure 1.1) : le "cœur droit" permet de pousser le sang non oxygéné vers les poumons par l'artère pulmonaire (on parle alors de circulation pulmonaire) ; le "cœur gauche" pousse le sang oxygéné vers les différents organes à travers les artères (la circulation systémique). Les globules rouges transfèrent l'oxygène vers les organes, puis retournent vers "le cœur droit" par les veines.

Le cœur est séparé en deux parties, chacune composée d'éléments semblables. Le cœur gauche est composé de l'atrium gauche (ou oreillette gauche) qui est une cavité remplie de sang. Elle permet le passage du sang des veines jusqu'au ventricule gauche. Elle est séparée de celui-ci par la valve mitrale qui empêche le sang de refluer vers l'atrium lors de la contraction cardiaque. Le ventricule gauche est la cavité inférieure. La contraction musculaire du cœur permet d'expulser le sang vers l'aorte. Entre l'aorte et le ventricule gauche, on trouve la valve aortique qui empêche le reflux du sang vers le ventricule lors de la relaxation cardiaque. Le cœur droit est composé d'éléments identiques.

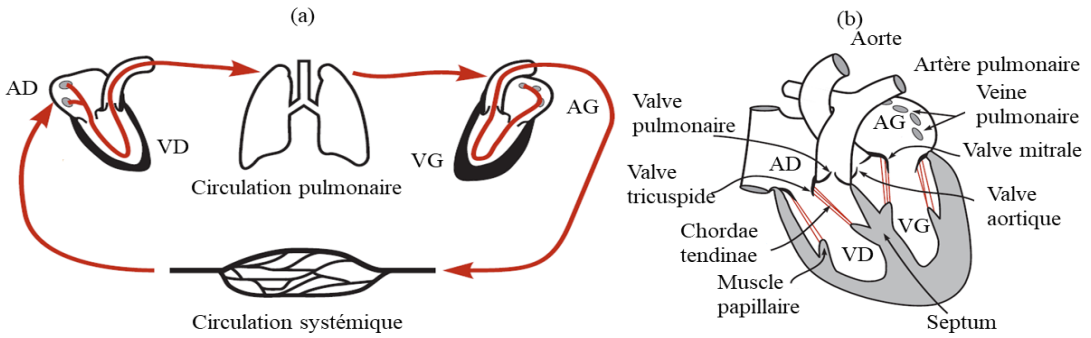


Figure 1.1 : (a) Schéma du système cardiovasculaire (b) anatomie du cœur. AD : atrium droit. AG : atrium gauche. VD : ventricule droit. VG : ventricule gauche [1].

Le cycle cardiaque peut être décrit comme suit (voir Figure 1.2) :

- Le ventricule gauche (VG) est rempli de sang à basse pression et se contracte. Sous l'effet de la pression sanguine à l'intérieur du VG, la valve mitrale se ferme pour empêcher la recirculation du sang. La pression à l'intérieur du VG est inférieure à celle

de l'aorte, la valve aortique est donc fermée (compression isovolumétrique). C'est le début de la systole (période de contraction du VG).

- La pression du VG devient supérieure à celle de l'aorte. La valve aortique s'ouvre sous l'effet de la pression. Le sang est éjecté du VG à l'aorte.
- Le muscle du VG se relaxe. La pression du VG diminue. Lorsque la pression du VG est inférieure à celle de l'aorte, la valve aortique se ferme. C'est la fin de la systole et le début de la diastole (relaxation du VG). La pression et le volume du VG à cet instant forme la relation pression volume télésystolique (RPVTS)
- Comme les deux valves sont fermées, la relaxation du VG est isovolumétrique. Lorsque la pression du VG est inférieure à celle de l'atrium droit, la valve mitrale s'ouvre de nouveau pour se remplir de sang avant la prochaine contraction. La pression et le volume du VG à la fermeture de la valve mitrale forment la relation pression volume télédiastolique (RPVTD).

Chez un être humain sain, la RPVTS et la RPVTD sont des fonctions linéaires du volume du VG. En d'autres termes, plus le VG se remplit de sang lors de la diastole, plus celui-ci se contracte pour éjecter ce volume. Cette relation est appelée la loi de Frank Starling. Le fonctionnement du ventricule droit suit un cycle identique. À titre d'exemple, pour un être humain au repos, la pression en fin de systole est de 120 $mmHg$[1] et de 80 $mmHg$ en fin de diastole. Le débit moyen est de 5 l/min.

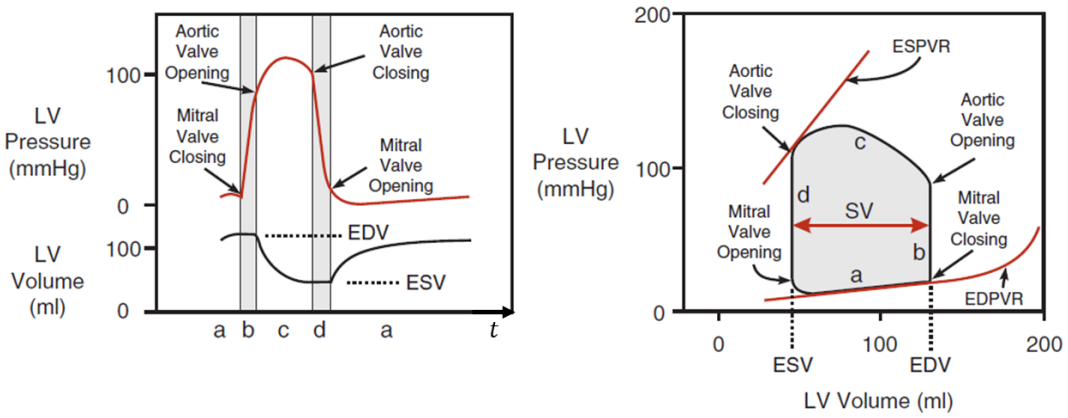


Figure 1.2 : Relation pression-volume du VG. La pression du VG en fonction du débit au cours d'un cycle cardiaque (gauche) permet de tracer la relation volume pression du VG (droite) ; a : remplissage du ventricule ; b : compression isovolumétrique ; c : éjection ; d : relaxation isovolumétrique ; EDV : volume télésystolique ; ESV : télédiastolique ; SV : volume d'éjection [1].

[1] Millimètre de mercure. 1 mmHg = 133 Pa.

1.1.2. Insuffisance cardiaque

L'insuffisance cardiaque est définie par l'incapacité du cœur à éjecter le sang pour répondre au besoin physiologique. Ses causes sont multiples (antécédents d'infarctus du myocarde, hypertension artérielle, fibrillation de l'atrium, maladie des valves cardiaques, fatigue progressive du cœur liée avec la consommation d'alcool, de tabac, le surpoids et l'âge) [1]. Les symptômes les plus communs sont l'essoufflement à l'effort et au repos, la formation d'œdème au niveau des membres inférieurs, la fatigue, des douleurs à la poitrine et des palpitations. Cette maladie est répandue en occident : on estime que 2% des adultes souffrent d'insuffisance cardiaque chronique dans les pays occidentaux pour l'année 2017. Cette proportion augmente jusqu'à 10% pour les plus de 65 ans. Il est montré que la prévalence de cette maladie est croissante, notamment à cause de l'augmentation de l'espérance de vie des populations, l'amélioration des traitements contre l'infarctus du myocarde, et l'augmentation du nombre de personnes atteintes de diabète ou d'obésité.

La moitié des patients souffrant d'insuffisance cardiaque voit leur fraction d'éjection (le volume de sang éjecté lors de la contraction cardiaque divisé par le volume de sang contenu dans le ventricule gauche avant la contraction) diminuer. Deux mécanismes sont responsables de la diminution de la fraction d'éjection. Le premier est l'altération de la contraction du muscle qui permet d'éjecter le sang du ventricule, on parle alors de dysfonction systolique. Le second est l'altération de la relaxation du muscle, c'est une altération de la fonction diastolique. Comme indiqué à la Figure 1.3, cela se traduit par une modification de la RPVTS et de la RPVTD, qui se rapprochent l'une de l'autre. Dans la majorité des cas, seul le ventricule gauche est affecté par l'insuffisance cardiaque, car la circulation systémique demande plus d'efforts que la circulation pulmonaire.

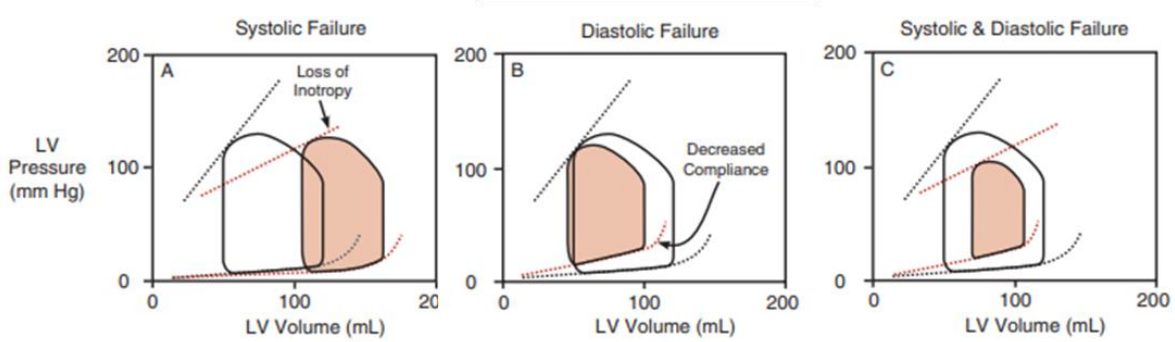


Figure 1.3 : Conséquences des différents types d'insuffisances cardiaques sur la relation pression volume du ventricule gauche [1]

Les cas asymptomatiques ou faiblement symptomatiques peuvent être traités en préconisant un changement de régime alimentaire et de l'exercice. Avec l'augmentation de la sévérité, on prescrit des médicaments, voir l'implantation de défibrillateurs automatiques. Pour les cas les plus graves, la transplantation cardiaque est la thérapie faisant consensus dans le monde médical, car celle-ci permet d'améliorer significativement l'espérance et la qualité de vie du patient. Cependant le nombre de candidats à la transplantation est nettement plus élevé que le nombre de donneurs, et il existe des contre-indications à la transplantation, notamment si le patient est jugé trop faible pour survivre à l'opération. De plus, il est possible dans certains cas de retrouver une fonction cardiaque normale, même après un épisode d'insuffisance sévère aigu. Il est alors primordial de conserver le muscle cardiaque et d'accompagner le patient jusqu'à guérison. Pour ces cas, il est possible d'implanter un dispositif d'assistance cardiaque, c'est-à-dire une pompe qui remplace partiellement ou totalement la fonction cardiaque.

1.2. Les systèmes d'assistance ventriculaire

Les premiers dispositifs d'assistance cardiaque de longue durée sont nés aux États-Unis lors de la seconde moitié du XXème siècle. La paternité de l'invention des pompes d'assistance cardiaques revient au docteur Debakey, qui, avec son équipe, développa un système d'assistance circulatoire de longue durée pour le ventricule gauche (Left ventricular assist device ou LVAD en anglais) [2]. La pompe est placée du côté gauche du thorax, son entrée est connectée à l'atrium gauche et sa sortie à l'aorte descendante. Le dispositif est fait d'une poche se remplissant de sang, entourée d'une seconde remplie d'air, qui, à l'aide d'une pompe pneumatique externe, comprime la poche de sang pour pousser le liquide. La régurgitation du sang est empêchée par deux valves à l'entrée et à la sortie de la pompe. La pompe fut implantée en 1963 pour la 1ère fois sur un patient humain et fonctionna durant 4 jours avant son arrêt, car le patient souffrait d'une complication liée à un arrêt cardiaque pré-opératoire.

En 1966, le docteur Debakey, implanta de nouveau sa pompe avec succès. La pompe a servi de remplacement à la pompe de circulation extracorporelle. La pompe fut explantée au bout de 10 jours suite à la récupération de la fonction cardiaque du patient. Depuis, de nombreux prototypes ont été développés, en premier lieux pour remplacer les systèmes de circulation extracorporelle à la fin d'une opération chirurgicale, puis à mesure de l'augmentation de la fiabilité des modèles, pour permettre aux patients de survivre jusqu'à la transplantation cardiaque (bridge to transplantation), jusqu'à l'amélioration de la santé du patient pour être candidat à la transplantation (bridge to candidacy), d'une guérison (recovery), ou comme assistance jusqu'à la mort du patient (destination).

En général un système d'assistance ventriculaire est composé des parties suivantes :

- La pompe qui est implantée à l'intérieur de la cage thoracique (ou placée à l'extérieur du corps dans le cas d'une assistance extra-corporelle). Son entrée est directement connectée au ventricule gauche dans une canule (un trou) au niveau de l'apex du ventricule. La sortie de la pompe est reliée à l'aorte par un graft (une conduite flexible).
- La ligne percutanée qui relie la pompe à un contrôleur et des batteries. Comme la pompe est implantée dans la cage thoracique, le câble électrique sort du corps du patient par une incision au niveau de l'abdomen.
- Le contrôleur externe de la pompe contient l'électronique de puissance et les microcontrôleurs qui permettent de réguler le fonctionnement de la pompe.
- Les batteries externes permettent l'alimentation électrique du système

Nous présentons les principaux dispositifs d'assistance ventriculaire gauche dans les sections suivantes. Un état de l'art complet de l'assistance cardiaque mécanique est présenté dans [3].

1.2.1. 1ère génération : pompes à débit pulsatile

La première génération de LVAD est faite de pompes volumétriques développées entre les années 1960 et 1980. Leur fonctionnement est similaire à celui du cœur, car celles-ci sont composées d'une poche remplie de sang qui se remplit passivement via le retour veineux de la veine pulmonaire, et se vide dans l'aorte en étant comprimée soit par un dispositif pneumatique, soit par un dispositif électromécanique. La régurgitation du sang est empêchée par des valves placées à l'entrée et à la sortie de la pompe [3]. Le prototype le plus connu de cette génération est le système d'assistance ventriculaire Heartmate (Figure 1.4). Tout d'abord actionné via un système pneumatique (Heartmate IP), puis un système électrique (Heartmate XVE), cette pompe volumétrique pesant $1.2\ kg$ et de dimensions $\emptyset 110 \times 40\ mm$ pouvait difficilement être

implantée intra-corporellement sur des patients disposant d'une surface corporelle inférieure à 1.5 m^2 [4]. Cependant celle-ci est capable de produire un débit maximal de 10 l/min avec une fréquence 120 bpm. En 2001, une étude comparative [5] démontre l'intérêt d'un traitement incluant une assistance circulatoire à long terme comparé à l'administration de médicaments seuls. Le taux de survie des patients à un horizon d'un an est doublé. L'implantation de l'Heartmate XVE permet d'augmenter la qualité de vie des patients en leur permettant de quitter l'hôpital et de retrouver une forme d'autonomie, ainsi que de réduire le nombre de décès dû à une dysfonction du ventricule gauche par rapport au groupe témoin. Cependant, la pompe n'est pas exempte de défauts, comme en témoigne le nombre significatif de décès dus à des pannes mécaniques, des infections et des accidents vasculaires cérébraux. Le taux de survie à deux ans est de 23% (contre 8% pour le traitement médicamenteux). Ce succès permet à cette pompe d'obtenir l'autorisation de L'Agence américaine du médicament, la Food and Drug Administration (FDA), pour les thérapies de pont jusqu'à transplantation et de destination. À ce jour, 4500 Heartmate XVE ont été implantées dans le monde.

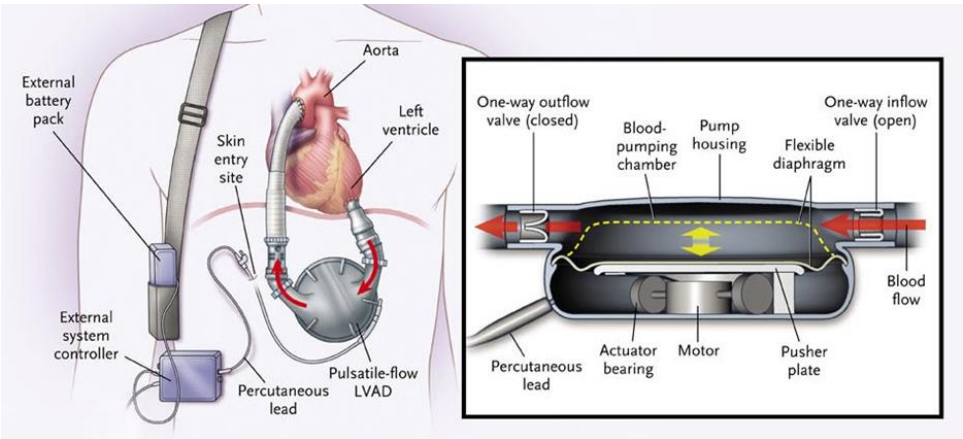


Figure 1.4: Eléments de l'Heartmate 1 [6].

1.2.2. 2ème génération : pompes à débit continu

Suite au succès de cette première génération de pompes, d'autres technologies sont appliquées à l'assistance cardiaque. La seconde génération développée durant les années 1990-2000 vise à s'affranchir des limitations des pompes volumétriques en utilisant des pompes axiales. Ce choix technologique permet de réduire la taille et le poids des prototypes, le nombre de pièces (les valves sont éliminées puisque la pompe génère une pression continue), et d'augmenter la durée de service des pompes. Le rendement des pompes est aussi amélioré, ce qui permet de réduire la puissance électrique d'alimentation, et par conséquence le diamètre des câbles électriques (le risque d'infection par le câble est réduit). La vitesse de rotation des hélices varie entre

$6000\ et\ 15000\ tr/min$. L'adoption de cette technologie a cependant un prix. La rotation crée un différentiel de vitesse entre le centre et le bord de l'hélice, ce qui génère des contraintes de cisaillement dans le fluide. Le cisaillement a pour effet d'endommager les hématocytes (hémolyse mécanique), et d'activer les plaquettes, ce qui engendre un risque de formation de thrombus (caillots sanguin). Ceux-ci peuvent boucher partiellement ou totalement la pompe, et provoquer de nombreuses complications médicales (embolies pulmonaires, AVC…) qui nécessitent une ré-hospitalisation. Les liaisons mécaniques de la pompe (roulements et guides d'axe) sont des sites de stagnation de l'écoulement sanguin, qui provoquent la formation de thrombus. De plus, la vitesse de rotation constante de la pompe change la nature du débit sanguin. De pulsatile, celui-ci devient continu. Dès les premières implantations de pompes à débit continu, les cliniciens constatent le développement du syndrome de Von Willebrand (saignements suite à l'endommagement des protéines de Von Willebrand qui sont nécessaires à la coagulation du sang) [7], [8]. D'autres études montrent un lien entre l'absence de pulsatilité et des saignements gastro-intestinaux [9]–[13]. L'exemple emblématique de cette seconde génération est la Heartmate II (Figure 1.5).

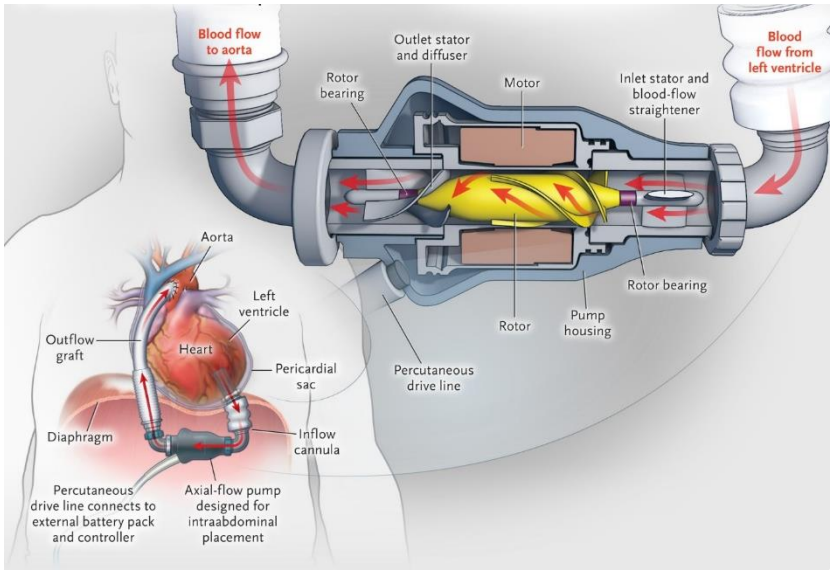


Figure 1.5: Eléments de l'Heartmate II [14].

La Hearmate II est une pompe axiale de dimension $\emptyset 40 \times 60\ mm$ pesant $375\ g$. Son hélice est actionnée par un moteur brushless, et démontre une durée de vie supérieure à 5 ans. Sa vitesse de rotation est entre $6000\ et\ 15000\ tr/min$ pour une vitesse de rotation typique de $9000\ tr/min$. Son débit maximal est de $10\ l/min$. Une étude comparative montre la supériorité de l'Heartmate II vis-à-vis de l'Heartmate XVE de la même façon que cette dernière est comparée aux traitements médicamenteux [6]. On remarque que le taux de survie à deux

ans est nettement amélioré (64% contre 24%) et que le nombre de dysfonctionnement de la pompe est également réduit. Aujourd'hui l'Heartmate II est la pompe la plus implantée au monde, avec plus de 25000 patients implantés à ce jour[1].

1.2.3. 3ème génération de pompes

Une troisième génération de pompes voit le jour à la fin des années 2000 pour apporter de nouvelles améliorations et corriger les défauts de la seconde génération. Cette fois-ci, ce sont des pompes centrifuges qui sont développées. Ces pompes peuvent générer une pression équivalente aux pompes axiales pour une vitesse de rotation réduite, ce qui permet de diminuer les contraintes de cisaillement dans le fluide (et donc l'hémolyse). Leur taille compacte permet une implantation intra-péricardiale. Une autre amélioration de cette génération est le remplacement des roulements mécaniques par des systèmes de lévitation magnétique ou hydrodynamique. Ce changement permet d'augmenter la durabilité du système et de réduire la probabilité de formation de thrombus. La pulsatilité du débit de la pompe redevient un sujet d'intérêt. Des algorithmes sont développés pour faire varier la fréquence de rotation des pompes en fonction du temps afin de restaurer un certain degré de pulsatilité au débit sanguin, pour limiter les complications médicales liées à l'absence de pulsatilité, et permettre une "purge" des zones de stagnation du sang dans la pompe. Deux dispositifs sont emblématiques de cette 3ème génération : la pompe HVAD de la société Medtronic[2] (ex Heartware), et la Heartmate 3 de la société Abbot[3] (ex Thoratec).

La pompe HVAD (Figure 1.6) est une pompe centrifuge de dimension $\emptyset 50 \times 25\ mm$ pesant $145\ g$. La turbine est maintenue en équilibre dans le corps de pompe par un système de lévitation magnétique passif (radialement) et un roulement hydrodynamique (sur l'axe) [15]. Le stator du moteur électrique est doublé pour augmenter le rendement moteur et apporter une redondance au système en cas de défaillance. Le rotor est composé d'aimants permanents à l'intérieur de la turbine, ainsi que d'un jeu d'aimants permettant de réaliser la sustentation magnétique. Sa vitesse de rotation est comprise entre $1800\ tr/min$ et $4000\ tr/min$ et peut générer jusqu'à $10\ L/min$ de débit. Sa petite taille permet son installation par thoracotomie, qui est moins invasive que la sternotomie, à l'intérieur même du péricarde. L'algorithme de

[1] https://www.cardiovascular.abbott/us/en/hcp/products/heart-failure/left-ventricular-assist-devices/heartmate-2/about.html
[2] https://global.medtronic.com/xg-en/e/response/heartware-hvad-system.html
[3] https://www.cardiovascular.abbott/us/en/hcp/products/heart-failure/left-ventricular-assist-devices/heartmate-3/about.html

pilotage propose une modulation périodique de la vitesse de rotation de la pompe « Lavare Cycle ». Toutes les minutes, la vitesse de la pompe diminue de 200 tr/min par rapport à sa vitesse moyenne durant 2 secondes, puis augmente de 100 tr/min au-dessus de sa vitesse moyenne durant une seconde avant de revenir à sa vitesse moyenne. Le but est de diminuer le risque de formation de thrombus en faisant varier la vitesse de l'écoulement dans le ventricule gauche. Les essais cliniques ont démarré en 2008. A ce jour la pompe est autorisée pour des thérapies de pont vers la transplantation et de destination aux Etats-Unis et en Europe. Ses performances sont comparées à la Heartmate II lors d'études cliniques [16]–[19]. Celles-ci montrent qu'avec une adaptation du traitement médicamenteux, les performances de la HVAD sont au moins égales à celles de l'Heartmate II. En particulier, les risques d'infection par la ligne percutanée et les saignements sont réduits [20].

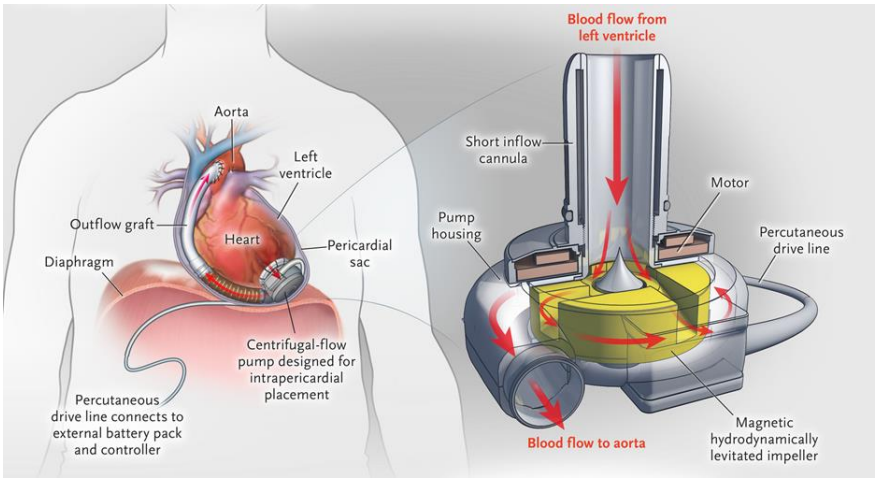


Figure 1.6 : Eléments de la pompe HVAD [14].

L'Heartmate 3 (dimension $\emptyset 50 \times 50\ mm$ pesant 200 g) est également une pompe centrifuge. Sa spécificité est d'avoir un rotor maintenu en place dans le corps de pompe entièrement par sustentation magnétique active, ce qui réduit grandement l'usure mécanique et le risque de thrombose. Autre particularité, toute l'électronique nécessaire pour piloter le moteur et le système de sustentation est contenue dans le corps de pompe, en plus du stator du moteur. Une ligne percutanée reliée au contrôleur externe et des batteries sont cependant toujours présentes. La vitesse de rotation de la pompe s'étend de 3000 à 9000 tr/min pour un débit maximal de 12 L/min. Le système permet jusqu'à 17h d'autonomie. Le contrôleur de la pompe inclut un module de variation de vitesse ("artificial pulse"). Durant un cycle de deux secondes, la pompe augmente sa vitesse de 2000 tr/min durant 0.2 seconde puis la diminue de 2000 tr/min durant 0.15 seconde [21]. Comme pour le cycle Lavare de la HVAD, le but est de réduire les zones de

stagnation du fluide et ainsi diminuer le risque de formation de thrombus. Cette variation de vitesse n'est pas suffisante pour restaurer la pulsatilité du débit sanguin. En effet, la pulsation créée par la pompe n'est pas synchronisée avec celle du cœur, et sa fréquence est fixée à 30 bpm. L'écoulement sanguin n'est alors pas physiologique. Le premier essai clinique a eu lieu en 2015 [22] en Allemagne. Les premières études [23]–[25] montrent l'absence de dysfonctionnement de la pompe ou de formation de thrombus dans la pompe 24 mois après l'implantation. Une autre étude montre que la protéine de Von Willebrand est moins dégradée par l'Heartmate 3 comparé à l'Heartmate II [26]. Cependant, cette amélioration ne permet pas de réduire le taux de saignements gastro-intestinaux. A ce jour l'Heartmate 3 est autorisée par la FDA pour les thérapies de pont vers la transplantation et de destination.

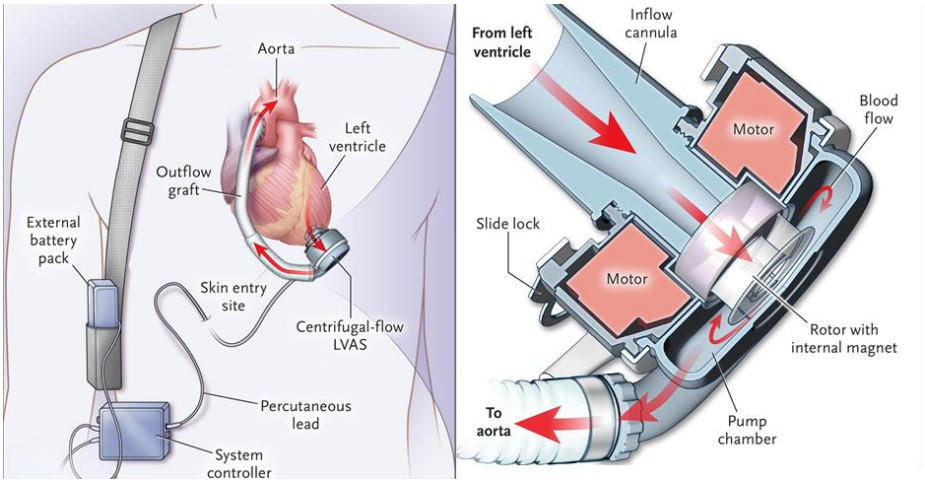


Figure 1.7 : Eléments de l'Heartmate 3 [27].

1.2.4. Limites actuelles de l'assistance cardiaque et prochaines évolutions

Depuis 2005 aux Etats-Unis, le suivi des patients sous assistance cardiaque mécanique est centralisé dans les rapports INTERMACS [28]–[36]. Ces bases de données permettent de suivre les évolutions et tendances dans l'assistance cardiaque. L'utilisation de pompes pulsatiles de 1ère génération s'estompe à partir de la seconde moitié des années 2000, puis disparait en 2010. La Figure 1.8 montre l'évolution des implantations de LVAD de 2010 à 2019. On note en particulier la disparition progressive des pompes axiales au profit des pompes centrifuges à roulement hydrodynamique (HVAD), puis la domination des pompes centrifuges à lévitation magnétique (Heartmate 3). On constate une évolution de la stratégie d'implantation de pompes cardiaques (voir Figure 1.9) avec une augmentation du nombre d'implantations. Cette augmentation est principalement liée à l'acceptation des pompes comme thérapie de destination. La Figure 1.9 montre le taux de survie des patients sous LVAD de 2010 à 2019

imputable à l'évolution technologique des pompes. Dans le cas de l'Heartmate 3, le taux de survie est même équivalent à celui de la transplantation cardiaque [37]. Pourtant, les complications médicales nécessitant une ré-hospitalisation représentent toujours un coût significatif [38]. Les principales complications médicales sont les saignements, la thrombose, les infections via la ligne percutanée et les AVC. Ces observations montrent que le monde de l'assistance circulatoire mécanique se retrouve de fait devant un verrou technologique. Les derniers designs de pompe cardiaque ne permettent pas de réduire le taux de ré-hospitalisation et de décès de manière suffisante pour réellement démocratiser le traitement de l'insuffisance cardiaque par assistance circulatoire mécanique. Les retours d'expérience des cliniciens et des patients pointent deux problèmes :

- Le passage du câble électrique de la pompe à travers la peau est une source majeure d'infection, et par conséquence de ré-hospitalisation.

- L' assistance cardiaque engendre un large éventail de complications médicales dont beaucoup sont liées à l'absence de pouls, comme résumé dans [39].

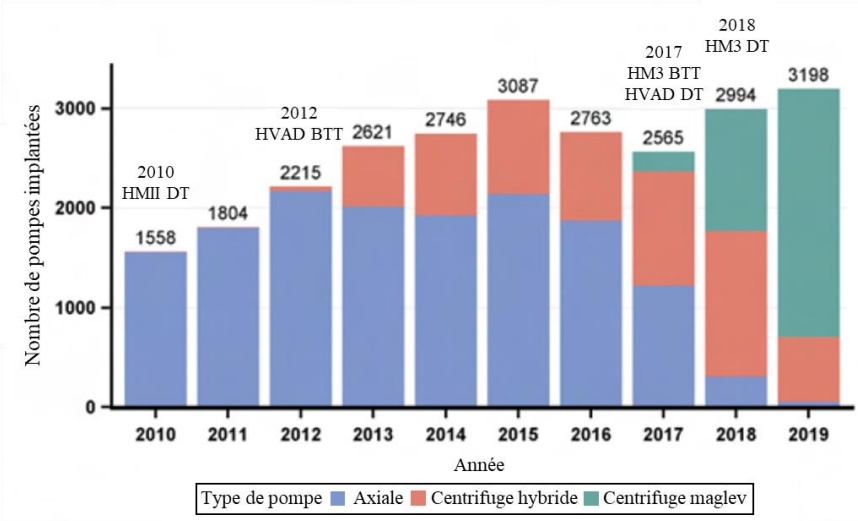


Figure 1.8: volume de pompes implantées entre 2010 et 2019 aux USA. HMII Heartmate II; HM3 Heartmate 3; DT thérapie de destination; BTT thérapie de pont vers la transplantation [28]

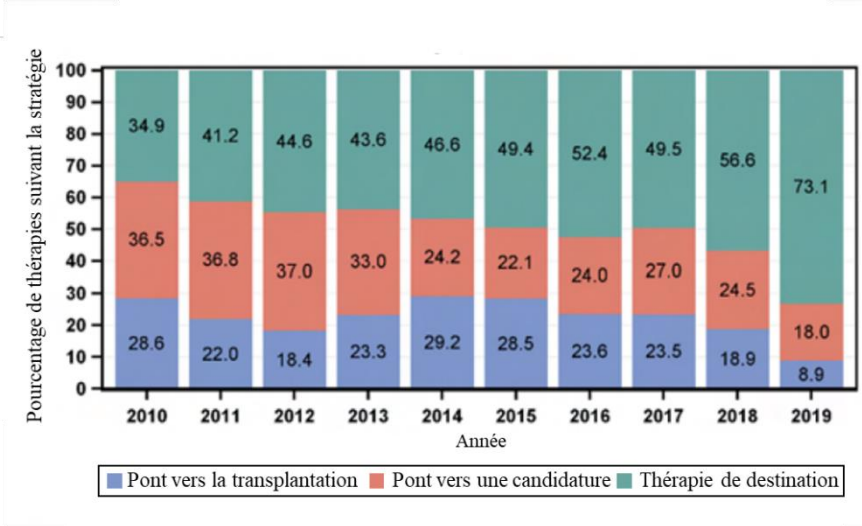


Figure 1.9: Stratégie de traitement lors de l'implantation de LVAD aux USA entre 2019 et 2019 ($n = 25472$) [28]

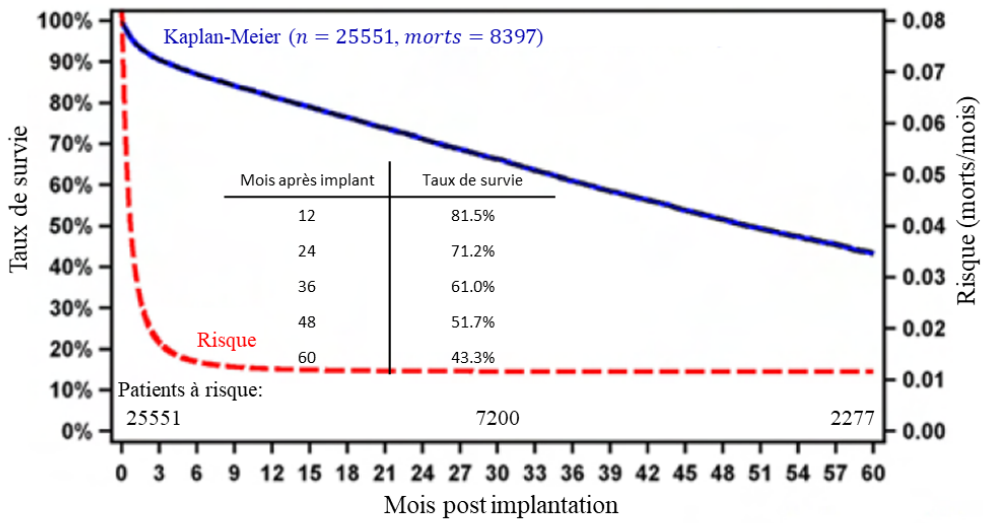


Figure 1.10: courbe de Kaplan-Meier des patients sous LVAD entre 2010 et 2019. Les patients recevant une transplantation ou dont la pompe est explantée sont censurés de l'étude [28]

Plusieurs pistes sont ouvertes pour résoudre ces problèmes. L'alimentation électrique des pompes par un câble traversant l'abdomen est la source principale d'infection [40], car le trou qui permet le passage du câble permet également le passage de bactéries. Celles-ci se propagent à l'intérieur du corps le long du câble et finissent par causer une infection systémique. L'amélioration du rendement des pompes a permis de réduire la taille du câble d'alimentation (le dimensionnement des fils conducteurs est lié à l'ampérage des moteurs) et donc de diminuer la probabilité d'infection. L'innovation technologique la plus attendue est la transmission sans

contact de l'énergie des parties extracorporelles du système à celles intracorporelles, et ainsi supprimer le besoin de faire passer un câble électrique à travers un trou dans l'abdomen source d'infection et de gêne. Plusieurs technologies permettant de supprimer l'alimentation percutanée sont en cours de développement et d'évaluation [41]–[45].

La problématique de la restauration du pouls des patients est résumée dans [39] : « *La pulsatilité (du débit sanguin) semble avoir un rôle téléologique car l'évolution donne un avantage aux animaux dotés d'un système circulatoire complexe qui produit une pression pulsée par rapport aux autres. Pourtant, en dépit de la sélection naturelle, les pompes d'assistances ventriculaires à débit continu, dont l'utilisation a augmenté ces dernières années, ont créé une physiologie unique caractérisée par un débit sanguin non pulsatile, non laminaire, avec l'absence de l'effet Windkessel sur les artères pendant la diastole. Bien que les résultats et la durabilité aient été améliorés par les pompes à débit continu, les patients soutenus par ces dispositifs présentent un taux élevé de complications qui n'étaient pas fréquemment observées avec les anciennes pompes pulsatiles, en particulier des saignements gastro-intestinaux dus à des malformations artérielles et veineuses, des thromboses à l'intérieur de la pompe et des AVC… De futures études avec des protocoles médicaux standardisés qui évaluent de manières spécifiques les différentes thérapies par assistance ventriculaire, ainsi que le degré de pulsatilité couplé aux changements aux niveaux cellulaire et physiologique, sont nécessaires pour approfondir les effets bénéfiques de la pulsatilité. Des travaux sont actuellement menés avec les dispositifs de 3ème génération pour introduire une pulsatilité dans les thérapies, bien qu'il ne soit pas clair si les modulations automatiques de la vitesse des pompes se traduiront par une pulsation physiologique. Un suivi à long terme est nécessaire pour déterminer si la pulsatilité introduite par les pompes à débit continu peut engendrer une amélioration significative des résultats cliniques tout en renforçant le rendement et la durabilité des pompes.* ».

En pratique, la restauration de l'aspect pulsatile de l'écoulement sanguin demande de générer une variation de pression/débit périodique dans l'aorte en modulant la vitesse de la pompe. Comme montré dans [46] la modulation de vitesse peut être synchrone (en co-pulsation ou contre pulsation) ou asynchrone comme montré dans la Figure 1.11 :

- La co-pulsation. Avec ce mode de fonctionnement, la pompe fonctionne en phase avec la contraction cardiaque, i.e. la pompe génère une forte pression lorsque le cœur se contracte, et peu de pression lorsqu'il se détend. Son avantage est de maximiser la

différence de pression entre la systole et la diastole, ce qui reproduit un écoulement sanguin quasi-physiologique.

- La contre-pulsation. Ce mode de fonctionnement est l'inverse de la co-pulsation. La pompe fonctionne à son point haut lors de la diastole. L'intérêt est de décharger au maximum le ventricule, tout en conservant un aspect pulsatile de l'écoulement.

- Le mode asynchrone. La modulation du point de fonctionnement de la pompe est à une fréquence différente de celle du cœur. L'avantage est de ne nécessiter aucun moyen de détection de la contraction cardiaque. De plus, ce mode peut combiner les bénéfices de la co-pulsation et de la contre-pulsation, car la pompe pompe alternativement en phase et en opposition de phase avec le ventricule.

Pour évaluer si ces stratégies permettent d'améliorer l'état de santé de patients, les cliniciens ont besoin de pompes qui incluent des modes de fonctionnement pulsatiles. Pour répondre à ce besoin, deux stratégies de développement sont mises en place. La première est de moduler la vitesse de rotation des pompes actuelles pour créer une pulsation artificielle comme par exemple dans [47], [48], ou de changer le placement de la pompe pour lui donner un comportement pulsatile propre comme proposé par la société FineHeart avec sa pompe ICOMS[1]. La limitation de ces stratégies est la capacité même des pompes rotatives à générer un débit pulsatile. Lors d'un battement cardiaque, la différence de pression aortique entre la systole et la diastole est de 40 $mmHg$ en moyenne pour un humain au repos, à une fréquence de 80 bpm. A titre d'exemple, l'algorithme de pulsation artificielle de l'Heartmate 3 génère une différence de 10,20 $mmHg$, à seulement 30 bpm et non synchronisée avec la pulsation du cœur [21]. Cette limitation est notamment due à la miniaturisation des pompes. Les moteurs électriques et les électroniques de puissances sont dimensionnés pour ne permettre que des variations lentes de vitesses de rotation autour d'une moyenne. La variation de vitesse requise pour assurer un débit pulsatile demande un surcroit de puissance électrique pour lequel ces pompes ne peuvent pas être dimensionnées à moins d'augmenter leur taille de manière conséquente.

[1] http://fineheart.fr/icoms-new-technology/

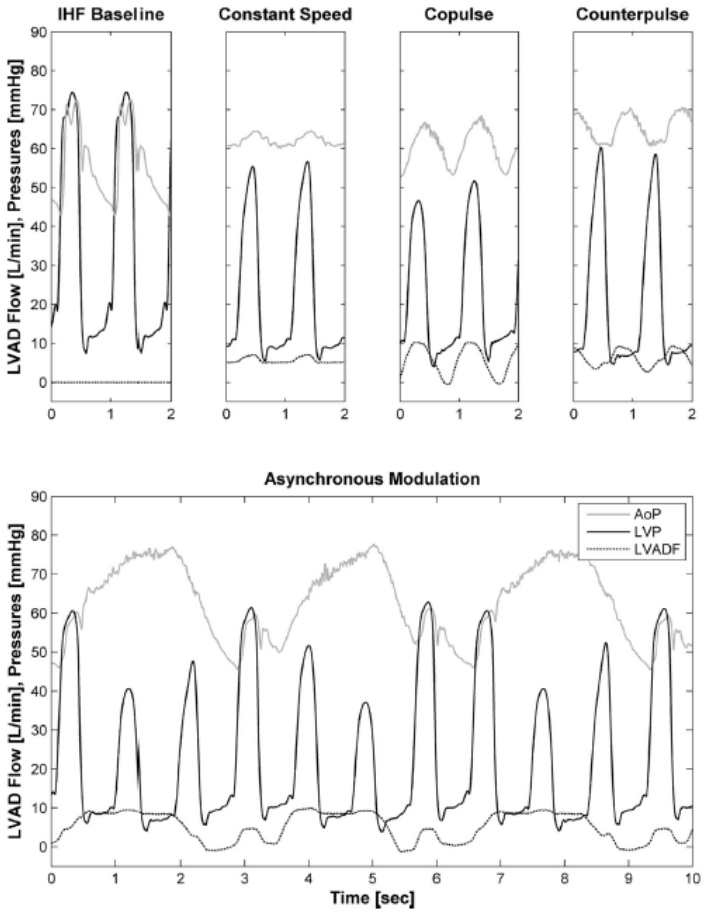


Figure 1.11 : exemple de courbes hémodynamiques d'un bovin sous assistance cardiaque, lorsque la pompe est à l'arrêt (IHF baseline), en fonctionnement continu (constant speed), en co-pulsation (copulse), en contre-pulsation (counterpulse) et en fonctionnement asynchrone (asynchronous modulation). AoP : Pression de l'aorte ; LVP : pression du ventricule ; LVADF : débit de la pompe. IHF : Ischemic heart failure (insuffisance cardiaque ischémique)

La seconde approche consiste à développer de nouvelles technologies de pompes permettant de restaurer la pulsatilité du débit sanguin. La pompe TORVAD (Toroidal Ventricular Assist Device)[1] est une pompe rotative à déplacement positif. Son principe de fonctionnement est décrit à la Figure 1.12. Les avantages de ce concept sont les faibles contraintes de cisaillement du fluide et le comportement pulsatile inné lié à la technologie de pompe à déplacement positif ; la possibilité d'estimer précisément le débit et la pression générés par la pompe, afin de se synchroniser avec les battements du cœur et de régler le débit de pompe. Cependant, le volume de fluide déplacé peut générer un mouvement de la pompe qui pourrait être désagréable pour le patient. Le débit maximal de la pompe Torvad est de 8 lpm alors que les pompes à débit continu sont toutes capable de générer un débit d'au moins 10 lpm. Son principe de fonctionnement est

[1] https://www.windmillcvs.com/

risqué car les deux pistons sont susceptibles d'entrer en collision et sa géométrie ne permet pas une implantation intra-péricardiale. Une étude détaillée de la pompe est proposée dans [49].

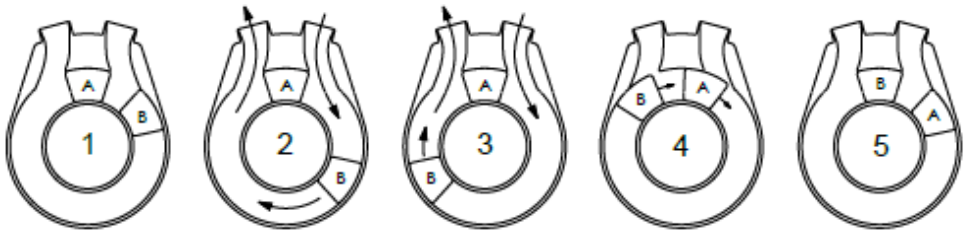


Figure 1.12 : principe de fonctionnement de la pompe TORVAD. Deux vérins (A,B) se déplacent dans la chambre de la pompe. Depuis la position de repos (1), un des vérins (B) se déplace dans la chambre en poussant le fluide vers la sortie pendant que le second empêche la recirculation du fluide (2-3). À la fin de la rotation, les deux vérins échangent leur rôle (4) avant le début d'un nouveau cycle (5) [49]

Afin d'aller plus loin dans le développement de pompes permettant un meilleur confort et une fiabilité plus élevée, la société Corwave[1] s'est lancée dans le développement et la production d'une nouvelle pompe d'assistance ventriculaire. Celle-ci a pour objectif d'assurer le fonctionnement continu et pulsatile qui lèvera le verrou médical lié à l'absence de pouls chez les patients. Contrairement à l'état de l'art actuel, cette pompe ne repose pas sur un rotor ou un diaphragme mais sur une membrane ondulante. Dans le reste du manuscrit nous nous intéresserons à cette nouvelle technologie et à son application à l'assistance cardiaque.

1.2.5. La pompe à membrane ondulante

1.2.5.1. Origine

L'invention de la pompe à membrane ondulante tire son origine de la nage des animaux marins et des limitations des pompes rotatives [50]. L'objectif est de concevoir un système de pompage simple, de bon rendement, adaptable à n'importe quel type de fluide, et qui ne s'encrasse pas lorsque de la matière est mélangée au fluide. Pour cela, l'inventeur, Jean-Baptiste Drevet, propose en 1997 un dispositif qui imite la nage d'animaux marins via une membrane en élastomère [51]. Comme montré à la Figure 1.13, la pompe est constituée d'un orifice d'entrée et d'un orifice de sortie du fluide, d'un corps de pompe statique et de la partie propulsive (la membrane). La membrane et le fluide sont enfermés entre deux flasques. L'ondulation de la membrane est créée par le mouvement périodique d'un actionneur relié à une des extrémités de

[1] https://www.corwave.com/

celle-ci. De l'extrémité excitée de la membrane, une onde de déformation périodique se propage jusqu'à l'autre extrémité. Combiné à la géométrie des flasques, le mouvement de la membrane pousse le fluide vers l'orifice de sortie de la pompe. En fonctionnement nominal, la membrane entre en contact avec les flasques de manière ponctuelle[1]. La zone de contact se déplace avec la propagation de l'onde. Il résulte de ce contact que des poches de fluides, se déplaçant à la vitesse de l'onde, se forment entre la membrane et les flasques. L'inventeur propose trois géométries de membrane : une discoïdale où l'onde et le fluide se déplacent vers le centre de la pompe ; une tubulaire qui permet à la pompe de prendre la forme d'un tuyau ; et une rectangulaire.

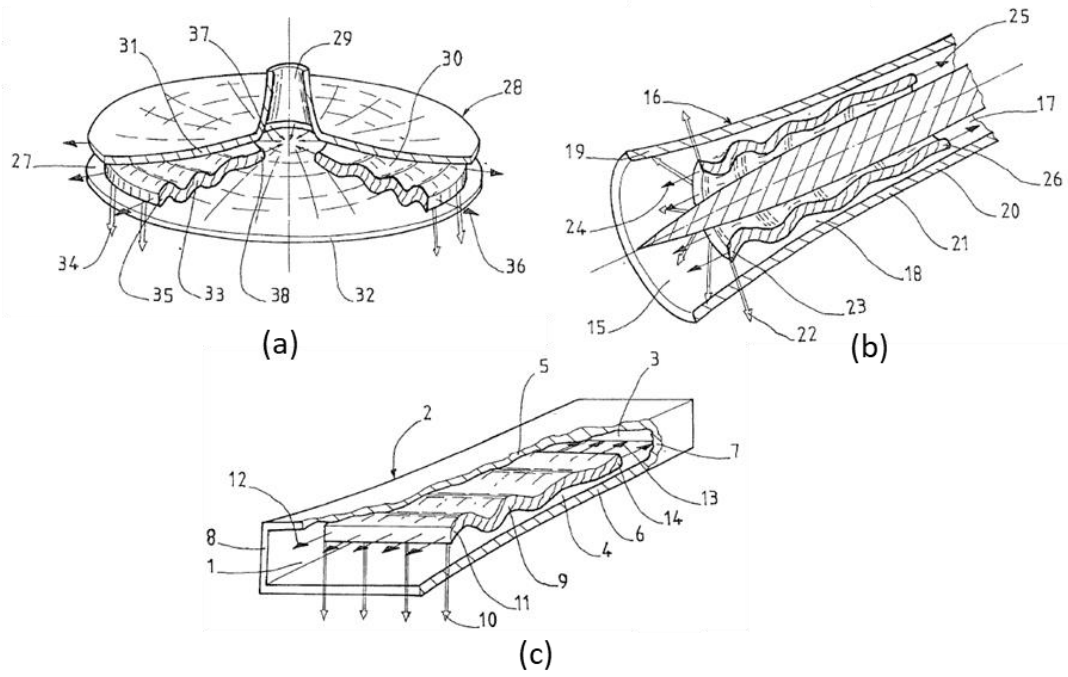


Figure 1.13: schémas de principe des pompes à membranes [51]. (a) : pompe discoïdale ; (b) pompe tubulaire ; (c) pompe rectangulaire

La société Wavera[2] (anciennement AMS R&D) développe et commercialise des prototypes de pompes discoïdales dont la puissance hydraulique varie entre $2W$ et $1500W$ pour un rendement global annoncé entre 25% et 80% en fonction du prototype [52]. L'actionneur de la pompe est un actionneur électromagnétique à bobines mobiles. Le schéma d'un prototype est visible Figure 1.14 (a).

[1] https://www.corwave.com/wp-content/uploads/2018/09/wave-membrane.gif
[2] https://www.wavera.tech/

La société FinX[1] reprend le design des pompes Wavera et les transforme en moteurs de bateau (Figure 1.14 (b)).

La société Eel Energy[2], fondée par l'inventeur de la technologie propose une hydrolienne à membrane ondulante (voir Figure 1.14 (c)). Dans cette application, une membrane rectangulaire ($2500 \times 12.5mm$) est immergée dans un courant d'eau. Une extrémité de la membrane est encastrée dans un bâti, et une pré-déformation est appliquée en reliant l'autre extrémité au bâti par des câbles. L'écoulement de l'eau crée l'ondulation. L'énergie de déformation est récupérée par des convertisseurs électriques. Une étude complète du système est proposée dans [53], [54].

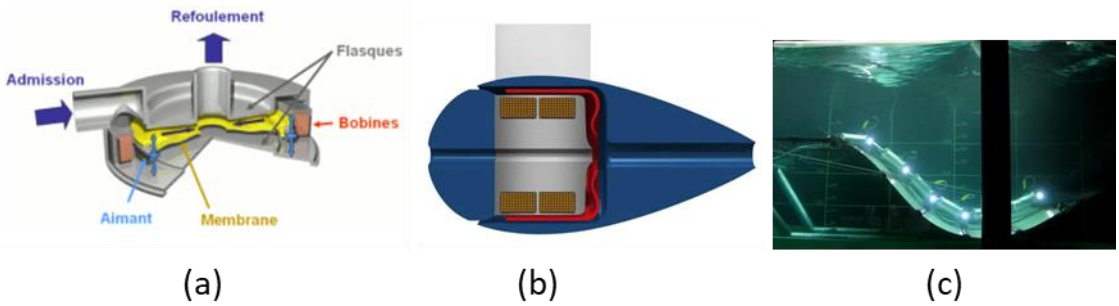


Figure 1.14: (a) schéma de pompe Wavera ; (b) schéma du moteur FinX ; (c) prototype 1/16 de l'hydrolienne Eel Energy

1.2.5.2. Application à l'assistance cardiaque

La dernière application de cette technologie est l'assistance cardiaque. Dès 2002, l'utilisation d'un prototype de pompe à membrane ondulante (le design est une variation de la pompe Wavera) lors d'un essai in vivo est décrite [55]. Un nouveau prototype de pompe discoïdale est conçu et évalué en 2012 [56]. Cependant, sur ce prototype, l'actionneur utilisé est un moteur à courant continu couplé à la membrane par un vilebrequin (la pompe évaluée n'est pas implantable, mais l'utilisation de cet actionneur permet de découpler la problématique de dimensionnement de la tête de pompe et de celle d'un actionneur implantable. Nous reviendrons à cette problématique plus bas).

Plusieurs raisons motivent l'adaptation de cette technologie de pompe pour concurrencer les machines tournantes :

- La membrane est animée d'un mouvement périodique de fréquence et d'amplitude variable (jusqu'à $1\ mm$ de 30 à $100\ Hz$) qui permet de délivrer un débit aussi bien

[1] https://finxmotors.com/
[2] https://www.eel-energy.fr/

continu que pulsatile, car le point de fonctionnement de la pompe peut être changé en moins d'une oscillation avec un apport limité d'énergie. La capacité des machines tournantes à produire un débit pulsatile est limitée par l'inertie du rotor et la quantité d'énergie nécessaire pour changer rapidement de vitesse de rotation au cours d'un cycle cardiaque.

- La vitesse du fluide dans la pompe est faible comparée à celle dans une pompe rotative. On estime un maximum de vitesse de 2 $m.s^{-1}$ pour la pompe à membrane ondulante contre plus de 5 $m.s^{-1}$ pour une pompe rotative à débit égal (la vitesse du fluide à la sortie du cœur est de l'ordre de 1 $m.s^{-1}$).
- Le rendement hydraulique de la pompe à membrane ondulante est équivalent à celui d'une machine tournante. Il est donc possible de dimensionner une pompe suffisamment petite pour concurrencer les pompes rotatives de référence (HVAD et Heartmate 3).

1.2.5.3. Eléments de design et fonctionnement

La géométrie de pompe retenue est discoïdale. Le système complet se décompose en sous-ensemble : la tête de pompe, l'actionneur et le contrôleur externe [57], visibles Figure 1.15.

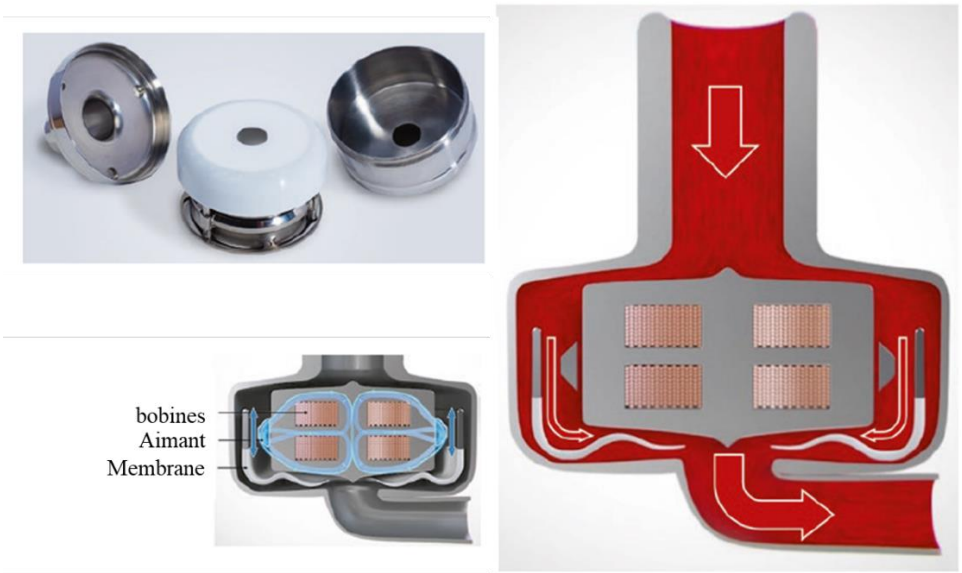


Figure 1.15: photographie et schémas de principe de la pompe cardiaque à membrane ondulante

La tête de pompe comprend la membrane ainsi que les flasques qui délimitent la déformation de celle-ci. La membrane en silicone est moulée autour de sa fixation qui est une pièce rigide fixée à la partie mobile de l'actionneur. Sa fonction est de transmettre les efforts de l'actionneur à la membrane. L'actionneur est composé d'un anneau aimanté mobile qui entoure un stator.

Une paire de ressorts circulaires maintient le centrage de l'aimant et de la membrane autour de l'axe de la pompe, et fournit une force de rappel qui permet de ramener l'aimant autour d'une position de repos. Le stator est constitué de deux bobines et d'un noyau ferromagnétique qui permet de concentrer le flux magnétique généré par les bobines. Les bobines sont reliées à l'électronique de puissance par un câble électrique. Comme le mouvement de la pompe est périodique, les bobines doivent être alimentées par un courant alternatif. Le courant continu des batteries est converti en courant alternatif par un pont en « H ». Le logiciel du contrôleur est implanté sur un microcontrôleur et/ou un FPGA.

Lors des premières phases de développement de la pompe, la conception de la tête de pompe et celle de l'actionneur sont découplées pour simplifier l'étude. En effet, en remplaçant l'actionneur par un moteur électrique surdimensionné qui impose un mouvement périodique à la membrane via un vilebrequin, il n'est pas nécessaire de prendre en compte les performances de l'actionneur lors de l'évaluation d'un design de tête de pompe (un exemple est montré à la Figure 1.16). La principale difficulté pour concevoir une pompe à membrane ondulante est qu'il n'existe pas de règles de dimensionnement comme il en existe pour des pompes rotatives. La conception passe par la simulation et fabrication de prototypes jusqu'à atteindre les performances attendues. Celles-ci sont :

- La puissance hydraulique de la pompe, qui doit être capable de restaurer la circulation sanguine à un niveau suffisant. Pour un débit de pompe continu, la pompe doit produire un débit moyen de l'ordre de $5\ L/min$ avec une différence de pression de $80\ mmHg$, soit une puissance hydraulique de $1\ W$. Pour rétablir un débit pulsatile, la pompe doit être capable de fournir un pic de puissance plus élevé. Corwave estime que les caractéristiques désirées pour un fonctionnement pulsatile sont celles de la Figure 1.17

- Le niveau d'hémolyse. Celui-ci doit rester en dessous du seuil d'acceptabilité clinique (20 mg/L d'hémoglobine libre plasmatique).

- La tenue en fatigue de la membrane. Si la durée de vie de la pompe est de 5 ans, à une fréquence d'oscillation de $100\ Hz$, cela représente 15.10^9 cycles.

- Les dimensions de la pompe doivent permettre l'implantabilité du prototype final (pour rappel une Heartmate 3 est de dimension $\emptyset 50 \times 50\ mm$ et pèse $200\ g$).

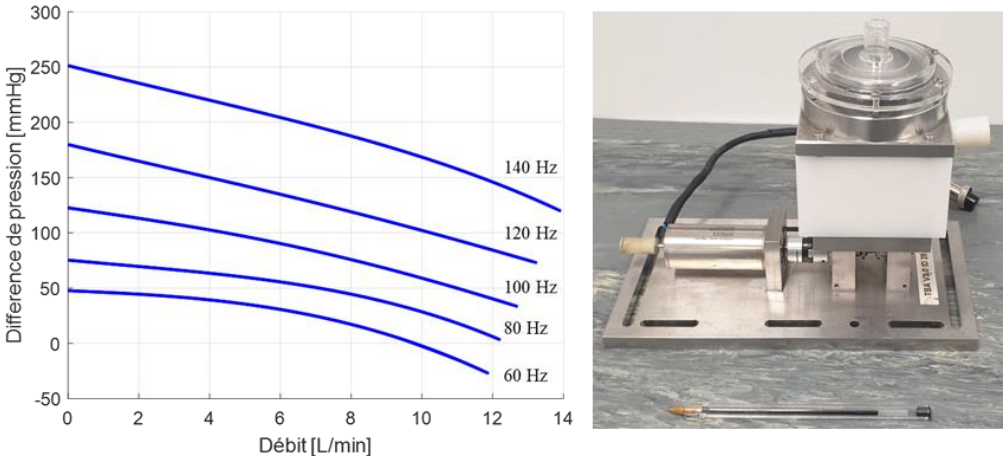


Figure 1.16: Courbes caractéristiques d'une pompe actionnée[1] par un moteur électrique, et photographie de la pompe.

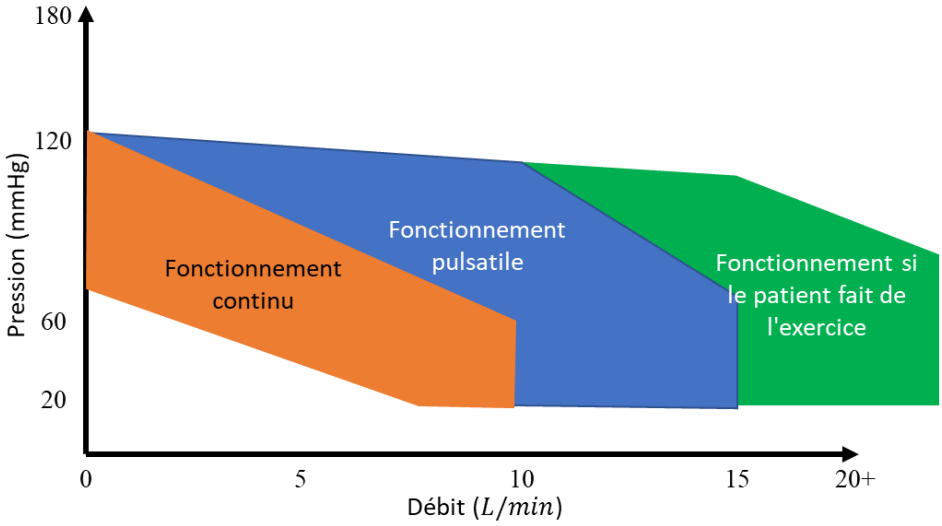


Figure 1.17 : zones de fonctionnement de la pompe suivant le mode de fonctionnement (continu, pulsatile, si le patient doit réaliser un exercice physique).

Pour créer une pompe implantable, l'actionneur de la pompe doit être intégré au reste du système. De nouveaux critères de performances sont ainsi ajoutés à ceux de la tête de pompe :

- La plage de fonctionnement de l'actionneur doit être suffisante pour que la membrane oscille à la fréquence désirée (la plage de fonctionnement attendue est de 30 à 100 Hz)

[1] Les courbes au delà de 100 Hz sont des résultats exploratoires. La fréquence utile ne dépasse pas 100 Hz sur le prototype implantable.

- L’actionneur doit permettre de pomper le fluide avec un rendement suffisant (a minima 10%, idéalement 20% sur la plage de fonctionnement de la pompe), pour minimiser la taille du câble percutané et permettre une autonomie suffisante au patient.

- L’hémolyse créée par le système total doit rester en dessous du seuil d’acceptabilité clinique. Le design de la pompe doit prévenir la génération de thrombus.

- La tenue en fatigue de l’actionneur doit être équivalente à celui de la membrane. De plus, le fonctionnement de celui-ci ne doit pas réduire la durée de vie de la membrane.

- La taille et le poids de l’actionneur sont limités pour garantir l’implantabilité de la pompe.

En plus de ces critères de design, il est nécessaire d’établir une stratégie de pilotage de la pompe pour gérer le mouvement de la membrane durant le temps de fonctionnement de la pompe. Les pompes rotatives sont actionnées par des moteurs brushless tournant à une vitesse imposée. Pour asservir la vitesse de ces pompes, un correcteur PID est suffisant. La vitesse de rotation du rotor est mesurée soit à l’aide de capteur à effet hall, soit estimée via la force contre-électromotrice du moteur [58]. Lors de la mise en service de ces pompes, le point de fonctionnement est réglé par le clinicien qui choisit directement la vitesse de rotation de la pompe.

Pour la pompe à membrane ondulante considérée dans ces travaux, il n’existe aucune stratégie de pilotage reposant sur un asservissement. L’actionneur est alimenté par une tension électrique sinusoïdale. L’amplitude de la tension et sa fréquence déterminent un point de fonctionnement de la pompe.

Pour chaque point de fonctionnement, il est possible de déterminer expérimentalement la courbe caractéristique de la pompe, mais en plus de la relation débit-pression, il est aussi nécessaire de mesurer l’amplitude du mouvement de la fixation de membrane. En effet, la membrane présente deux modes de déformation qui dépendent de l’amplitude et de la fréquence d’excitation. Le premier mode de déformation est celui de l'onde progressive. La membrane entre en contact avec les flasques tout le long de sa déformation[1] et fonctionne de manière analogue à un vérin. Le second mode apparait lorsque l’amplitude d’excitation

[1] https://www.corwave.com/wp-content/uploads/2018/09/wave-membrane.gif

est faible. La déformation présente alors un nœud où la membrane reste statique, et dans ce cas le débit est réduit et la génération de pression quasi nulle. Ce phénomène est étudié dans [59]. La déformation de la membrane au cours du temps est également influencée par le débit du fluide et la différence de pression, en particulier lorsque la puissance délivrée est importante. Cette puissance hydraulique délivrée par la pompe est fonction de l'amplitude et de la fréquence d'oscillation. Ces constats expérimentaux sont résumés qualitativement Figure 1.18.

Avec ce pilotage en boucle ouverte, les points de fonctionnement de la pompe sont réduits à ceux où la membrane se déplace comme une onde progressive, et où le mouvement de la membrane n'est pas perturbé par l'écoulement. La puissance délivrée par la pompe est alors limitée car ces conditions ne sont réunies que lorsque la membrane oscille à basse fréquence, bien en deçà des points de fonctionnement qui peuvent être atteints par le système moteur-vilebrequin.

Il est néanmoins possible d'étendre la zone d'opération de la pompe en augmentant la raideur des ressorts. Dans ce cas, la force requise pour déformer les ressorts devient grande devant celle de la membrane, ce qui limite l'impact de celle-ci sur l'actionneur. La fréquence d'oscillation peut alors être augmentée jusqu'à ce que la force de la membrane devienne de nouveau prépondérante. Ce changement n'est cependant pas satisfaisant, puisqu'il se traduit par un plus faible rendement de la pompe (la force nécessaire pour atteindre l'amplitude d'oscillation désirée augmente avec la raideur).

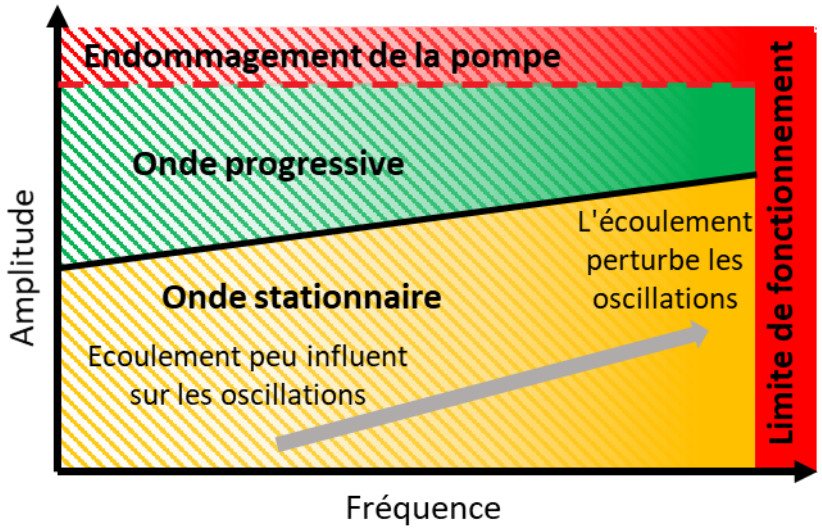


Figure 1.18 : Comportement qualitatif de la membrane en fonction de l'amplitude et de la fréquence d'excitation.

Il est clair que ce fonctionnement n'est pas optimal. Le réglage des points de fonctionnement de la pompe est complexe, car deux paramètres (amplitude et fréquence) sont nécessaires pour imposer un point, alors qu'une pompe rotative est réglée uniquement via sa vitesse de rotation. De plus, le réglage des points de fonctionnement est soumis aux variations de viscosité et de densité du sang pour chaque patient, qui ont une influence sur le mode de déformation de la membrane.

L'intérêt principal de cette pompe est de restaurer la pulsatilité du débit sanguin. Il est alors nécessaire de synchroniser la pompe avec l'activité restante du cœur. Pour cela il est possible d'utiliser des capteurs tels que des électrocardiogrammes qui détectent les contractions cardiaques, des capteurs de pression ou de débitmètres. Ces solutions impliquent cependant l'implantation de capteurs, ce qui augmente la taille du système, complique sa certification en vue de sa commercialisation et introduit des problèmes de durabilité supplémentaires. Il est également possible de s'appuyer sur le fonctionnement même de la pompe pour élaborer des estimateurs de débit et pression, comme cela est fait sur d'autres modèles de pompes cardiaques [60]. En analysant ces signaux, il est alors possible de détecter la contraction cardiaque pour s'y synchroniser.

1.3. Commande de la pompe : objectifs et contributions

1.3.1. Objectifs

Les dispositifs d'assistance cardiaque actuels reposent principalement sur l'utilisation d'hélices pour mettre le sang en mouvement. Ce choix technologique a permis de créer des pompes légères et fiables qui ont augmenté le taux de survie à deux ans des malades souffrant d'insuffisance cardiaque. Les cliniciens ont cependant constaté que le débit continu imposé au sang par ces pompes engendre un éventail de complications médicales qui entrainent des ré-hospitalisations. La restauration du pouls des patients est un des grands axes de la recherche dans le domaine de l'assistance cardiaque mécanique, mais dont la portée pratique est limitée par le fait que les pompes rotatives ne peuvent pas générer un débit pulsé. La technologie de la membrane ondulante a le potentiel pour dépasser les pompes centrifuges et de restaurer le pouls du patient, à la condition de pouvoir utiliser tout son potentiel. Un prototype de pompe cardiaque est développé par la société Corwave. Pour le moment, le pilotage des oscillations du prototype implantable est rudimentaire, ce qui limite la puissance que peut générer la pompe sans risque d'endommagement.

Le but de ce projet de thèse est de mettre en place une stratégie de pilotage de la pompe à membrane ondulante pour que celle-ci puisse développer son plein potentiel de puissance. Pour cela nous proposons de réaliser l'asservissement des oscillations de la membrane. Le mouvement d'excitation de la membrane doit suivre un sinus de fréquence variable au cours du temps (Figure 1.19 (A)) et d'amplitude suffisamment élevée pour garantir que la déformation de la membrane reste propulsive quelles que soient les conditions d'écoulement (qui correspond à la zone verte de la Figure 1.18). Nous estimons que l'erreur maximale pour assurer un suivi de trajectoire acceptable est de 0.1 mm comme montré en Figure 1.19 (B). Par ce choix, les points d'opérations de la pompe sont définis uniquement par la fréquence d'excitation de la membrane, ce qui simplifie le fonctionnement de la pompe. Pour s'assurer que la pompe puisse restaurer la pulsatilité de l'écoulement sanguin, la vitesse à laquelle varie la fréquence d'excitation doit être maximisée, sans nécessiter des pics de puissance électrique pour lesquels il faudrait sur-dimensionner l'électronique de puissance et les câbles électriques de la pompe.

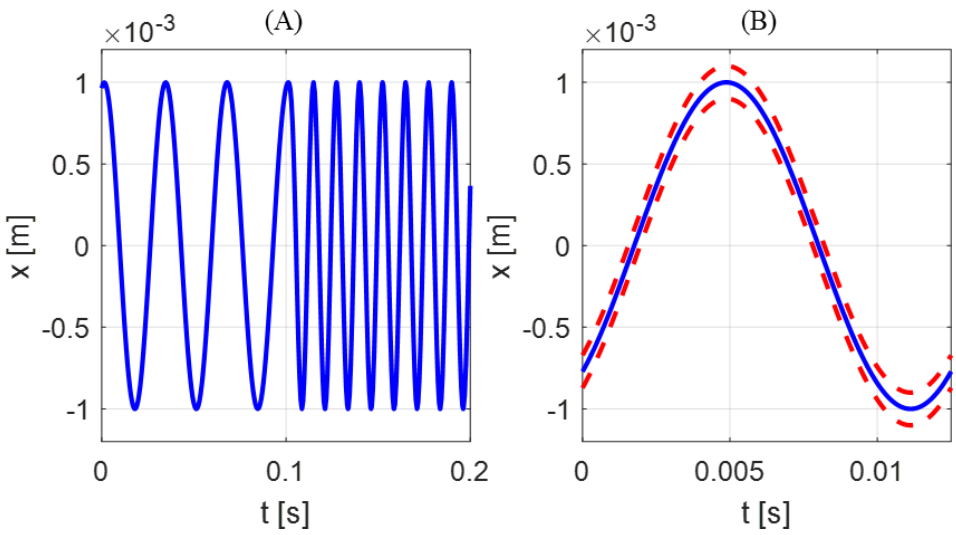


Figure 1.19 : Exemple de trajectoire de référence désirée. (A) : changement de fréquence à 0.1 s ; (B) : trajectoire désirée (bleu) et limite maximale pour l'erreur de suivi (rouge) de 0.1 mm

Le développement de la pompe CorWave est un projet multidisciplinaire, dans lequel le dimensionnement de la tête de pompe est un sujet de recherche ouvert. En effet, il n'existe à notre connaissance aucune publication expliquant les règles de dimensionnement d'une pompe à membrane ondulante. Une équipe de recherche au sein de l'entreprise CorWave est dédiée au développement de la tête de pompe. Les travaux présentés dans ce manuscrit se concentrent sur l'actionneur et le pilotage de la pompe. La conception et les propriétés de la tête de pompe n'entrent pas dans le cadre de cette thèse.

1.3.2. Contributions et organisation du manuscrit

1.3.2.1. Contributions

La technologie de pompe à membrane ondulante est relativement récente. Jusqu'à présent, les différentes applications de cette technologie n'ont pas nécessité la mise en place de modèles pour concevoir des algorithmes avancés de commande et d'estimation. Il ne nous est pas possible de nous appuyer sur un état de l'art spécifique à cette technologie. L'assistance cardiaque nécessite précision, stabilité et fiabilité, c'est pourquoi **la première contribution** de la thèse est la mise en place d'un modèle analytique et numérique de la pompe. Une stratégie complète de co-simulation a été mise en place. Cette stratégie permet de coupler sous Matlab/Simulink le modèle numérique de l'interaction-fluide structure de la tête de pompe réalisé sous COMSOL par la méthode des éléments finis (EF) avec le modèle de l'actionneur et les lois de commande proposées. Ces modèles vont permettre d'élaborer et tester la robustesse des algorithmes de commande et d'estimation ainsi que des retours sur la conception en tenant compte des contraintes du système d'asservissement. Les non-linéarités de l'actionneur et de la tête de pompe sont étudiées, et des schémas d'estimation temps réels sont développés en vue de l'identification expérimentale des paramètres modèle.

La seconde contribution est le développement d'algorithmes de commande spécifiques à la pompe à membrane ondulante. Nous tirons avantage du fait que la force de la membrane dépend de l'écoulement du fluide pour développer notre première stratégie de commande. Celle-ci repose sur l'estimation en temps réel d'un modèle paramétrique de la force de la membrane pour générer un feedforward adaptatif. Les perturbations non modélisées sont compensées par une loi de commande par retour d'état. La seconde stratégie de commande développée tire parti du modèle de l'actionneur pour mettre en place un asservissement de l'amplitude des oscillations ne nécessitant pas de mesure de position. Celle-ci est estimée à partir des mesures de courant et tension électriques, et du modèle électromécanique de l'actionneur.

La troisième contribution est une contribution expérimentale avec la mise en place d'un banc d'essai complexe permettant l'identification (pour le recalage de modèle) et l'implantation des différentes stratégies de commande et d'estimation. Une instrumentation spécifique a été utilisée notamment des mesures in situ de la déformation de la membrane. L'amélioration de l'hémodynamique des patients grâce à nos algorithmes est évaluée sur un simulateur du système cardiovasculaire.

1.3.2.2. Organisation du manuscrit

Le modèle numérique de la pompe est présenté dans **le chapitre 2**. Celui-ci est scindé en trois parties. La première détaille la procédure pour mettre en place le modèle de l'actionneur de la pompe. A partir de simulations magnétostatiques de l'actionneur via la méthode des éléments finis, nous construisons un modèle réduit linéaire à paramètres variants (LPV) de l'actionneur grâce à un bilan d'énergie. Un schéma d'identification récursive du modèle LPV est mis en place. Celui-ci est étudié numériquement pour obtenir des spécifications en vue de construire un banc expérimental. La seconde partie du chapitre détaille la simulation d'interaction-fluide structure de la tête de pompe par la méthode des éléments finis. La dernière partie présente un module de communication qui permet de co-simuler le modèle de l'actionneur et le modèle de la tête de pompe. Un algorithme d'estimation de la force de la membrane est développé dans l'optique de comparer la force de la membrane calculée via le modèle numérique à la force estimée expérimentalement. Les algorithmes que nous avons développé pour piloter les oscillations de la membrane sont détaillés et étudiés numériquement dans **le chapitre 3**. Finalement, nous présentons les bancs d'essais expérimentaux qui sont utilisés pour évaluer les performances de la pompe dans le **chapitre 4**. Nous présentons le banc d'identification des paramètres de l'actionneur qui a été développé spécifiquement pour caractériser l'actionneur. Un banc d'essai hydraulique statique sert à l'évaluation des performances des lois de commande et à la comparaison entre le modèle numérique et le prototype réel. L'extension de la plage de fonctionnement de la pompe grâce à nos algorithmes est montré avec un essai sur un simulateur du système cardiovasculaire.

1.3.2.3. Publications

Ces contributions ont donné lieu à deux communications dans des conférences internationales, la publication d'un brevet ainsi qu'une publication dans un journal en cours de soumission :

Mattias Scheffler, Nazih Mechbal, Marc Rebillat, Eric Monteiro, Nicolas Barabino. Sensorless nonlinear Stroke Controller for an Implantable Undulating Membrane Blood Pump. 2019 IEEE 58th Conference on Decision and Control (CDC). DOI : 10.1109/CDC40024.2019.9030123

Mattias Scheffler, Nazih Mechbal, Eric Monteiro, Marc Rebillat, Rémi Pruvost. Implementation and Evaluation of a Sensorless, Nonlinear Stroke Controller for an Implantable, Undulating Membrane Blood Pump. 2020 IFAC World Congress, Pages 8683-8688. DOI : 10.1016/j.ifacol.2020.12.295

Mattias Scheffler, Nicolas Barabino, Marc Rebillat, Eric Monteiro, Nazih Mechbal. System and methods for controlling and implantable blood pump. Patent No.: US10799625B2

Mattias Scheffler, Nazih Mechbal, Eric Monteiro, Marc Rebillat, Rémi Pruvost. Modelling and Control of an Implantable, Undulating Membrane Blood pump. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics

2. *Modélisation de la pompe*

Dans ce chapitre nous présentons les travaux que nous avons effectués pour modéliser la pompe. Le modèle est composé de trois parties distinctes qui correspondent chacune à une partie de ce chapitre. L'actionneur de la pompe est modélisé par une méthode en deux étapes. La première consiste à réaliser des simulations éléments finis magnétostatiques de l'actionneur pour obtenir la force magnétique générée par l'actionneur et sa co-énergie. Dans la deuxième partie ces deux grandeurs sont utilisées dans un bilan énergétique permettant de réduire le modèle éléments finis en un modèle linéaire à paramètres variants qui permet de simuler rapidement la dynamique de l'actionneur sous Matlab/Simulink. Nous proposons d'utiliser une méthode d'identification récursive pour reconstruire ce modèle à partir de mesures. Le modèle de la tête de pompe fait appel à une simulation éléments finis d'interaction fluide-structure (implémenté avec le logiciel COMSOL) pour reproduire le transfert de puissance au fluide via la déformation de la membrane. Pour simuler la pompe en totalité, un module de communication entre Simulink et COMSOL est développé. Celui-ci permet de co-simuler l'actionneur et la tête de pompe en synchronisant les solveurs des deux logiciels et par un échange de variables.

---

2. Modélisation de la pompe 31
2.1. Introduction du chapitre 32
2.2. Modélisation de l'actionneur 33
2.2.1. Modélisation par la méthode des éléments finis 33
2.2.2. Réduction du modèle en modèle linéaire à paramètres variables 37
2.2.3. Courants de Foucault 43
2.2.4. Identification du modèle de l'actionneur 45
2.3. Modélisation de la tête de pompe 52
2.3.1. Simplification de la géométrie et propriétés des matériaux 53
2.3.2. Mise en équation 54
2.3.3. Choix du maillage 56
2.3.4. Déformation du maillage via la méthode ALE 57
2.3.5. Configuration du solveur 59
2.4. Co simulation de la pompe 59
2.4.1. Couplage du modèle de l'actionneur et de la tête de pompe 59
2.4.2. Application : Développement d'un estimateur de force 62
2.5. Conclusion du chapitre 67

2.1. Introduction du chapitre

Pour mettre en place un modèle permettant de simuler la pompe, nous séparons celle-ci en deux parties qui échangent de l'énergie et font appel à des physiques distinctes. Ces deux parties sont le modèle de l'actionneur (électromécanique) et le modèle de la tête de pompe (interaction fluide structure).

Le modèle de l'actionneur est une représentation dynamique de celui-ci. Celle-ci permet de décrire la relation entre la tension électrique d'entrée et les grandeurs de sorties que sont la position de l'actionneur et le courant des bobines. Pour obtenir une représentation simple, rapide à calculer, et qui permet de bien capturer les non-linéarités de l'actionneur nous utilisons un modèle linéaire à paramètres variables (LPV). Pour obtenir la variation de ces paramètres, la méthode des travaux virtuels est utilisée. En effet, celle-ci permet, moyennant le calcul préalable d'une grandeur énergétique par la méthode des éléments finis (EF), de calculer les paramètres du modèle LPV par dérivations successives. Nous montrons que nous pouvons retrouver le modèle de l'actionneur expérimentalement via un schéma d'identification par les moindres carrés récursifs. Le modèle numérique est alors comparé au modèle issu de l'identification.

Le modèle de la tête de pompe fait appel à des outils de simulation numérique (de type éléments finis, EF) de l'interaction fluide-structure qui rendent compte du couplage entre le fluide et la membrane. Dans le cas des membranes ondulantes, on peut recenser dans la littérature plusieurs travaux qui se sont intéressés à ce problème. Ainsi, on peut citer ceux de Song [61], qui applique un modèle numérique de couplage fluide-structure à une pompe à membrane ondulante (de la société wavera). Dans [62], un modèle analytique et un modèle EF sont comparés pour une hydrolienne à membrane ondulante. Les courbes "débit-pression" d'un prototype de pompe à membrane sont calculées via une méthode EF et comparées à des résultats expérimentaux dans [63]. La mise en place d'une telle simulation, nécessite l'utilisation des propriétés des matériaux (fluide et solide), des propriétés géométriques (simplification axisymétrique de la pompe), les lois de la physique (écoulement, déformation) ainsi que l'utilisation d'outils numériques spécifiques à l'interaction fluide structure (déformation du maillage fluide). Le but de la simulation est de mesurer la réponse temporelle de la membrane et du fluide à une force mécanique excitatrice, et à une différence de pression imposée entre l'entrée et la sortie de la pompe. Les grandeurs de sortie recherchées sont le déplacement de la fixation de la membrane,

la déformation de la membrane, la résultante des forces exercées par le fluide sur la membrane et le débit volumique du fluide en sortie de pompe.

Le modèle de l'actionneur est implémenté sous Matlab/Simulink. Celui de la tête de pompe utilise un logiciel de simulation par éléments finis (COMSOL 5.4 et COMSOL 5.5). Nous avons développé un outil de communication entre les deux logiciels qui permet de synchroniser les deux logiciels et de leur faire échanger les variables nécessaires pour simuler l'intégralité de la pompe (voir Figure 2.1). Avec cette co-simulation, il est possible de tester numériquement la réponse du système à une stratégie de commande, et de vérifier l'adéquation entre l'actionneur et la tête de pompe. En effet, avec cet outil d'évaluation et de re-conception, le rendement du système peut être évalué, et ainsi permettre des optimisations de l'actionneur ainsi que de la tête de pompe.

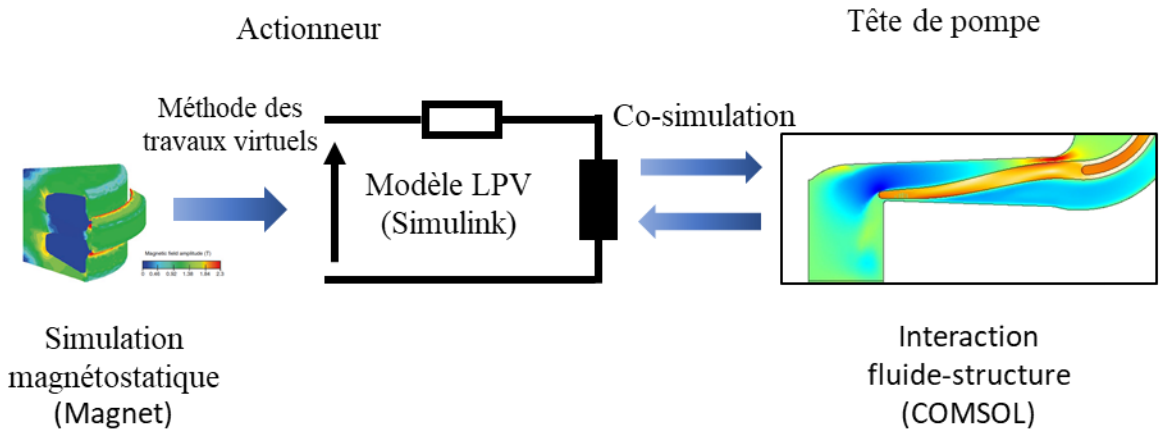


Figure 2.1 : Simulation complète de la pompe

2.2. Modélisation de l'actionneur

2.2.1. Modélisation par la méthode des éléments finis

Pour réaliser la simulation statique de l'actionneur, le logiciel Simcenter MAGNET[1] est utilisé. Le but des simulations est de calculer pour l'ensemble des positions de l'aimant et des courants électriques possibles la force magnétique développée par l'actionneur F_{mag} ainsi que la co-énergie du système W_{co}. En effet, celles-ci sont les deux grandeurs nécessaires pour calculer les paramètres du modèle réduit.

Les équations qui régissent la simulation magnétostatique sont rappelées brièvement ci-dessous. Pour plus d'informations une bonne introduction à la théorie de l'électromagnétisme

[1] https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/products/simcenter/magnet.html

peut être trouvée dans [64]. Le champ magnétique est décrit par la densité de flux magnétique $\boldsymbol{B}$ et l'excitation magnétique $\boldsymbol{H}$:

$$rot\ \boldsymbol{B} = \boldsymbol{J} \quad (1)$$

$$div\ \boldsymbol{B} = \boldsymbol{0} \quad (2)$$

$$\boldsymbol{B} = \mu_0 \mu_r \boldsymbol{H} \quad (3)$$

J est la densité de courant électrique, μ_0 est la perméabilité du vide et μ_r la perméabilité relative du matériau.

La géométrie de l'actionneur (voir Figure 2.2) est simplifiée et préparée via un logiciel de CAO, puis importée sur le logiciel de simulation (voir Figure 2.3). En effet, comme l'actionneur présente une périodicité axisymétrique il est suffisant d'en simuler un sixième en appliquant des conditions aux limites périodiques. De plus, les pièces n'intervenant pas dans la simulation (vis, membrane, corps de pompe) sont retirées de la géométrie. Les données matériaux sont renseignées. Le cœur de l'actionneur et autres parties ferromagnétiques sont en fer doux[1] caractérisé par la courbe B-H montrée Figure 2.4. La direction de magnétisation de l'aimant permanent[2] coïncide avec l'axe de symétrie de l'actionneur. Le matériau des bobines est le cuivre. Le diamètre du fil, le nombre de tours et le sens du courant sont indiqués pour chaque bobine, ainsi que l'isolation électrique entre les bobines et le cœur ferromagnétique. Le reste de la géométrie est définie comme de l'air. Les conditions aux limites sont les suivantes :

- L'intensité du courant électrique parcourant les bobines
- Une condition périodique est imposée aux limites, car l'actionneur est périodique axisymétrique.
- Une isolation magnétique est appliquée à la frontière externe du modèle. Le flux magnétique tangent à la surface est constant. Le flux magnétique ne s'échappe pas du modèle. Cette condition est utilisée pour approximer une frontière ouverte avec l'extérieur du modèle. Celle-ci est valide si la frontière est suffisamment éloignée de la source du champ.

[1] Un exemple peut être trouvé ici : https://www.thyssenkrupp-steel.com/en/products/electrical-steel/electrical-steel-non-grain-oriented/powercore-a/powercore-a.html
[2] Quelques exemples avec leurs propriétés matériaux ici : https://www.intemag.com/magnet-design-guide

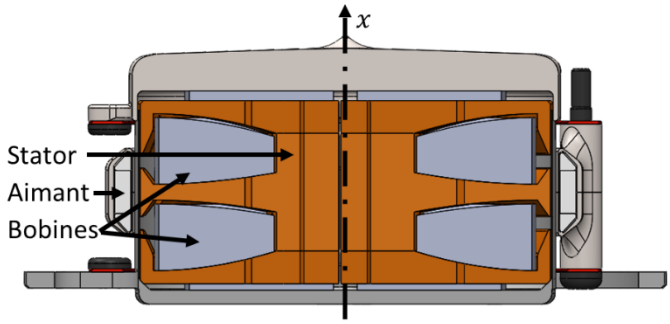


Figure 2.2 : CAD de l'actionneur

Le maillage est constitué d'éléments triangulaires en 2D, et de tétraèdres en 3D. Un raffinement du maillage est nécessaire au niveau de l'entrefer entre le stator et l'aimant qui correspond à la zone où surviennent les plus fortes variations de flux magnétique. La taille des éléments peut être augmentée dans la partie du maillage éloignée du stator comme montré Figure 2.3.

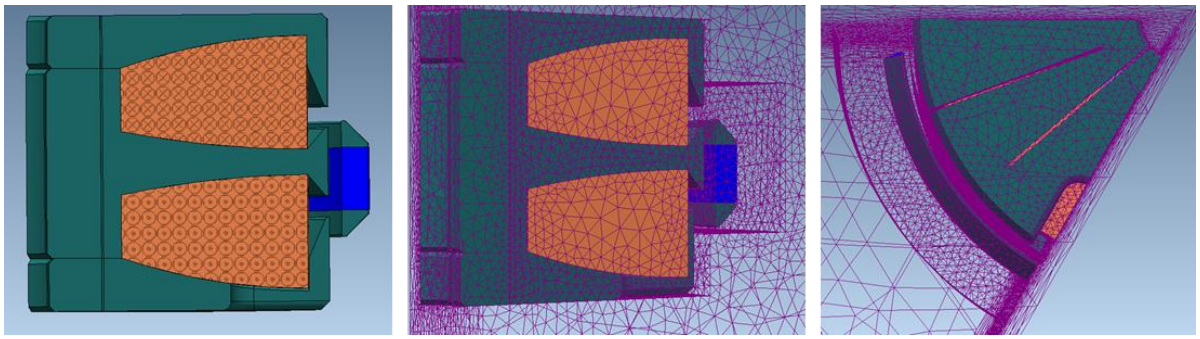


Figure 2.3 : géométrie de l'actionneur sous Magnet. Vue de profil, sans et avec maillage, vue du dessus avec maillage

Les deux grandeurs d'intérêt sont la force magnétique générée par l'actionneur F_{mag} et la co-energie W_{co}. Ces deux grandeurs sont calculées de la façon suivante par le logiciel de simulation EF :

- La co-énergie est l'intégrale de la courbe B-H montrée à la Figure 2.4 sur l'ensemble du volume simulé V_{total}, soit

$$W_{co} = \int_{V_{total}} \left(\int BdH \right) dv \qquad (4)$$

- Pour calculer F_{mag} : le logiciel utilise une méthode de calcul de force basée sur le tenseur des contraintes de Maxwell $\boldsymbol{\sigma_M}$ qui donne la contrainte, ou la force par unité de surface, directement en termes de densité de flux magnétique. Si B_n et B_t sont

les composantes de la densité de flux normale et tangentielle à la surface, σ_n, σ_t sont les contraintes correspondantes alors et μ_0 la perméabilité du matériau :

$$\sigma_n = \frac{B_n^2 - B_t^2}{2\mu_0} \tag{5}$$

$$\sigma_t = \frac{B_n B_t}{\mu_0} \tag{6}$$

$$F_{mag} = \int_V (div\, \boldsymbol{\sigma_M}) dv\, . \boldsymbol{x} \tag{7}$$

La force magnétique de l'actionneur peut aussi être calculée par un bilan d'énergie comme montré dans le chapitre 2.2.2. Cependant nous verrons que cette méthode de calcul impose d'effectuer un nombre de simulations plus important pour obtenir une précision satisfaisante. Afin de réduire le nombre de simulations EF à effectuer, nous utilisons la méthode du calcul de force via le tenseur des contraintes de Maxwell.

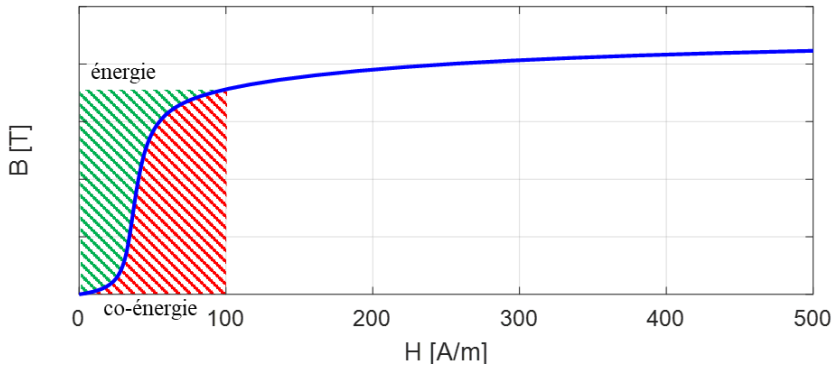


Figure 2.4 : courbe de magnétisation du cœur de l'actionneur[1]. La co-énergie correspond à la surface sous la courbe (hachures rouges) et l'énergie à la surface au-dessus de la courbe (hachures vertes)

Dans le cas de l'actionneur modélisé, la co-énergie et la force magnétique sont des fonctions de la position de l'aimant et du courant des bobines. Le modèle EF est paramétré pour calculer ces grandeurs à des courants et positions dans la plage de fonctionnement de l'actionneur. Pour obtenir ces données nécessaires au calcul du modèle réduit, nous utilisons un plan d'expérience numérique permettant de calculer la force magnétique et la co-énergie sur toute la plage de fonctionnement de l'actionneur.

.

[1] Le nom du matériau est confidentiel

2.2.2. Réduction du modèle en modèle linéaire à paramètres variables

Les méthodes énergétiques sont largement utilisées pour le calcul de la force ou du couple dans les systèmes magnétiques. Les systèmes physiques à modéliser peuvent être compris comme un ensemble de composants simples qui échangent de l'énergie, ce qui est adapté pour décrire un système électromécanique qui transforme de l'énergie électrique en énergie mécanique. De plus, la modélisation de l'énergie ne se limite pas à un sous-système particulier ou à un régime linéaire. Les modèles réduits résultants peuvent servir de base à la conception de lois de commande. Enfin, l'avantage principal d'un modèle réduit tient à son temps de calcul faible. Là où des efforts conséquents et l'utilisation d'un logiciel dédié sont souvent nécessaires pour simuler un modèle EF, le modèle réduit, une fois mis en place permet d'effectuer une analyse temporelle du système en un temps très faible comparé à la simulation EF. De plus, les non-linéarités du système sont prises en compte grâce au calcul de la co-énergie, ce qui rend cette méthode très attrayante.

Les travaux présentés dans [65] détaillent les étapes de calculs pour passer des résultats d'une modélisation éléments finis statique d'un actionneur électromagnétique à un modèle réduit dynamique comprenant une source d'énergie électrique (source de tension), et d'éléments qui stockent, dissipent et transforment l'énergie. L'actionneur décrit par un modèle EF dans la section précédente est réduit en un circuit électrique équivalent comprenant une bobine de résistance électrique R (les deux bobines de l'actionneur sont reliées en série). Il est alimenté par une tension V et parcouru par un flux de couplage ψ et un courant électrique I. Dans le cas où l'actionneur est maintenu immobile la loi des mailles du circuit équivalent électrique montré dans la Figure 2.5 donne :

$$V = RI + \frac{d\psi}{dt} \tag{8}$$

En multipliant chaque terme par Idt et en intégrant par rapport au temps, on obtient l'énergie totale du système :

$$\int_0^{t_0} VIdt = \int_0^{t_0} RI^2 dt + \int_0^{\psi_0} Id\psi \tag{9}$$

Cette énergie s'écrit aussi comme :

$$W_{elec} = W_{th} + W_{mag} \tag{10}$$

où W_{th} représente l'énergie thermique dissipée par la résistance et W_{mag} l'énergie magnétique stockée dans le circuit. La relation entre le flux de couplage et le courant électrique est non linéaire. Cette non-linéarité est due notamment à la saturation magnétique des matériaux. La co-énergie se visualise comme la surface sous la courbe de magnétisation (voir Figure 2.5). Elle s'exprime donc par :

$$W_{co} = \int_0^{I_0} \psi dI \tag{11}$$

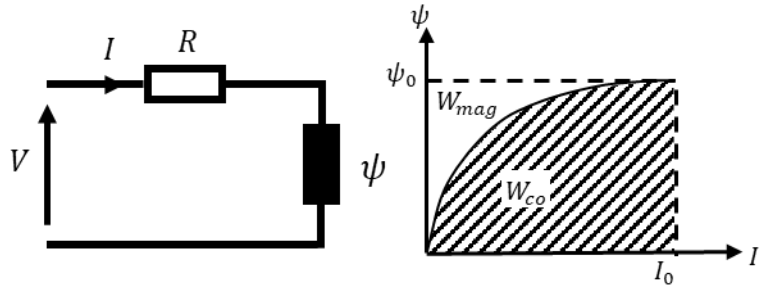


Figure 2.5 : circuit magnétique simple (à gauche) et courbe caractéristique ψ-I du circuit magnétique (droite) [65]

L'énergie totale $I_0\psi_0$ s'écrit alors :

$$I_0\psi_0 = W_{mag} + W_{co} \tag{12}$$

La co-énergie n'a pas d'interprétation physique, mais peut être utilisée pour calculer les paramètres du circuit équivalent par dérivation partielle. La loi de conservation de l'énergie de l'actionneur montre que la différence d'énergie électrique se répartit entre une dissipation d'énergie thermique W_{th}, un stockage d'énergie magnétique W_{mag}, et une transformation en énergie mécanique W_{mec} dans le cas où l'actionneur est mobile.

$$dW_{elec} = dW_{mag} + dW_{mec} + dW_{th} \tag{13}$$

La variation d'énergie électrique et thermique peut notamment s'écrire à partir de l'équation (9), soit :

$$dW_{elec} - dW_{th} = VIdt - RI^2dt = Id\psi \tag{14}$$

La force magnétique est introduite par le travail virtuel :

$$dW_{mec} = F_{mag}dx \tag{15}$$

cette dernière combinée aux équations (13) et (14) donne :

$$dW_{mag} = Id\psi - dW_{mec} = Id\psi - F_{mag}dx \tag{16}$$

La différentiation de $I\psi$ s'écrit :

$$d(\,I\psi) = Id\psi + \psi dI \tag{17}$$

La co-énergie s'introduit alors en reprenant les équations :

$$\begin{aligned} dW_{co} &= d(\,I\psi) - dW_{mag} \\ &= Id\psi + \psi dI - Id\psi + F_{mag}dx \\ &= \psi dI + F_{mag}dx \end{aligned} \tag{18}$$

Comme la co-énergie peut s'exprimer comme fonction du courant électrique I et de la position de l'aimant x, sa différence s'exprime par :

$$dW_{co}(x, I) = \frac{\partial W_{co}}{\partial x}dx + \frac{\partial W_{co}}{\partial I}dI \tag{19}$$

Ainsi, par identification avec l'équation précédente, il découle que :

$$F_{mag}(x, I) = \frac{\partial W_{co}}{\partial x} \tag{20}$$

$$\psi = \frac{\partial W_{co}}{\partial I} \tag{21}$$

On peut également réécrire la tension induite dans l'enroulement avec la co-énergie, soit :

$$\begin{aligned} U_{ind} &= \frac{d\psi}{dt} \\ &= \frac{\partial^2 W_{co}}{\partial I^2}\frac{dI}{dt} + \frac{\partial^2 W_{co}}{\partial x \partial I}\frac{dx}{dt} \end{aligned} \tag{22}$$

Il est possible d'identifier l'inductance $L(x, I)$ et le coefficient de force contre-électromotrice $E(x, I)$ du circuit électrique équivalent de l'actionneur en réécrivant la loi des mailles :

$$\begin{aligned} V &= RI + \frac{d\psi}{dt} \\ &= \mathrm{RI} + \frac{\partial^2 W_{co}}{\partial I^2}\frac{dI}{dt} + \frac{\partial^2 W_{co}}{\partial x \partial I}\frac{dx}{dt} \\ &= RI + L(x, I)\frac{dI}{dt} + \frac{E(x, I)dx}{dt} \end{aligned} \tag{23}$$

D'où :

$$L(x,I) = \frac{\partial^2 W_{co}}{\partial I^2} \tag{24}$$

$$\begin{aligned} E(x,I) &= \frac{\partial^2 W_{co}}{\partial x \partial I} \\ &= \frac{\partial F_{mag}}{\partial I} \end{aligned} \tag{25}$$

Avec cette méthode, il est possible de modéliser l'intégralité du système électromécanique avec la co-énergie pour seule variable. Comme F_{mag}, L et E s'écrivent comme des dérivées partielles de W_{co}, cela lui impose d'être différentiable. En d'autres termes, comme la co-énergie est calculée pour des valeurs discrètes de x et I via les simulations EF, l'intervalle entre deux points doit être suffisamment faible pour permettre le calcul des dérivées. Le calcul de L impose que le pas sur I soit petit devant les variations de W_{co}. L'équation (25) montre que le coefficient de force contre électromotrice E peut être calculé en dérivant F_{mag} par rapport à I. Cela veut dire que si l'on utilise W_{co} pour calculer L, et F_{mag} pour calculer E, il n'est pas nécessaire d'utiliser un pas de position petit. On montre ainsi que le calcul de F_{mag} via le tenseur des contraintes de Maxwell permet de réduire le nombre de simulations EF nécessaires pour calculer un modèle réduit de l'actionneur. Dans notre cas nous avons déterminé que des pas de $0.1\ A$ et de $0.4\ mm$ permettaient d'obtenir un modèle réduit de l'actionneur suffisamment détaillé.

Cette optimisation du nombre de simulations prend tout son sens dans une démarche d'optimisation de la géométrie de l'actionneur. En effet, la méthode de réduction de modèle que nous avons présentée ci-dessus a été utilisée dans une démarche d'amélioration des performances de l'actionneur de la pompe. Cette étude a eu pour but de déterminer la géométrie optimale de l'actionneur suivant des critères de linéarité, puissance, masse et volume et a nécessité plusieurs milliers de simulations EF.

La méthode présentée ci-dessus est aisément implémentable sur le logiciel Matlab comprenant la boite à outil « Curve Fitting ». La fonction « fit » (avec comme option « linearinterp ») permet d'exprimer la co-énergie et la force magnétique comme des fonctions de x et I. La fonction ainsi créée peut être dérivée (fonction « differentiate ») suivant un maillage de points (fonction « meshgrid »). Les surfaces résultantes représentent l'inductance et le coefficient de force contre-électromotrice en fonction de la position et du courant électrique. Ces surfaces sont montrées à la Figure 2.7. Elles mettent en lumière les variations des paramètres du circuit électrique équivalent suivant la position de l'aimant et du courant électrique. Les variations suivant la position sont dues aux variations de la taille de l'entrefer lors du mouvement de

l'aimant. On constate la présence d'une force de raideur magnétique positive pour un courant $I = 0$. De plus, lorsque l'aimant s'éloigne de la position centrale, la force contre-électromotrice diminue. Les variations suivant le courant sont dues à la saturation magnétique, qui est prévisible en regardant la courbe de magnétisation du matériau ferromagnétique et qui correspond à une chute de l'inductance et de la force contre-électromotrice lorsqu'un seuil de courant est franchi. Ces trois effets sont visibles à la Figure 2.7. Nous remarquons également que l'équation (23) est linéaire à paramètres variants, et que la variation des paramètres est continue suivant x et I.

Le dernier élément du circuit équivalent à modéliser est la résistance R des bobines. La résistance d'un fil conducteur est fonction de la longueur l_c du conducteur, de la surface S_c du fil et de la résistivité du matériau ρ_c :

$$R = \rho_c \frac{l_c}{S_c} \tag{26}$$

Si V_b est le volume de l'enroulement, *i.e.* le volume de cuivre, alors ce volume peut être exprimé comme le produit du volume total de la bobine V_T multiplié par un taux de remplissage τ. En effet, dans le cas d'un fil cylindrique, le chevauchement des fils entre chaque couche de l'enroulement laisse des interstices entre les fils. De plus, le fil électrique n'est pas composé que de cuivre, mais aussi d'un matériau isolant qui protège des courts-circuits. Comme V_b s'exprime aussi comme le produit de la longueur du fil et de la surface conductrice, on peut écrire :

$$l_c = \tau \frac{V_T}{S_c} \tag{27}$$

Si le nombre de tours N de l'enroulement est connu, si S_T est la surface totale de la bobine, la surface du fil s'écrit :

$$S_c = \tau \frac{S_T}{N} \tag{28}$$

En réalité, il n'est pas possible de choisir un fil dont le diamètre sera égal à celui calculé. En effet, le diamètre des câbles électriques est normé. Cependant, on peut considérer l'approximation suffisante, car il suffira de choisir le diamètre de fil le plus proche.

La géométrie de l'actionneur montre que les bobines sont des trapèzes isocèles de révolution, de bases L_1 et L_2, de hauteur h, et distant de r de l'axe de symétrie de l'actionneur comme indiqué Figure 2.6. On écrit donc :

$$S_T = \frac{(L_1 + L_2)h}{2} \tag{29}$$

Pour calculer le volume de révolution engendré par la surface plane du trapèze, il est possible d'appliquer le théorème de Guldin :

$$V_T = 2\pi r_g S_T \tag{30}$$

où r_g est la distance entre l'axe de révolution et le centre de gravité de la surface. Il s'écrit :

$$r_g = r + \frac{h}{3}\frac{L_2 + 2L_1}{L_1 + L_2} \tag{31}$$

En reprenant l'équation (26), la résistance s'écrit :

$$R = \frac{4\pi\rho_c N^2}{\tau}\frac{r + \frac{h}{3}\frac{L_2 + 2L_1}{L_1 + L_2}}{(L_1 + L_2)h} \tag{32}$$

Pour compléter l'équation électrique, le principe fondamental de la dynamique est appliqué à la partie mobile de l'actionneur, c'est-à-dire l'aimant permanent et la membrane. Les forces s'appliquant sur le mobile de masse m sont la force magnétique F_{mag}, une force de rappel des ressorts F_r et la résultante des forces du fluide sur la membrane et les parties mobiles F_{memb}. Le système est alors décrit par les deux équations suivantes :

$$\begin{aligned} V &= RI + L(x,I)\frac{dI}{dt} + \frac{E(x,I)dx}{dt} \\ m\ddot{x} &= F_{mag}(x,I) + F_r(x) + F_{memb}(t) \end{aligned} \tag{33}$$

Idéalement, la force des ressorts est proportionnelle à l'étirement du ressort $F_r = Kx$ où K représente une constante de raideur. Une représentation schématique de ces équations est montrée à la Figure 2.8

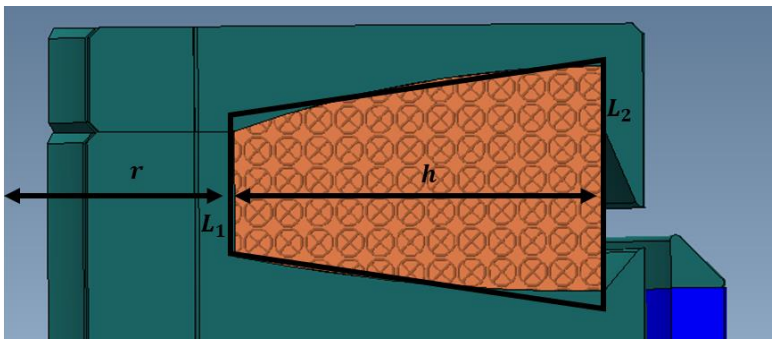


Figure 2.6 : Simplification de la géométrie des bobines

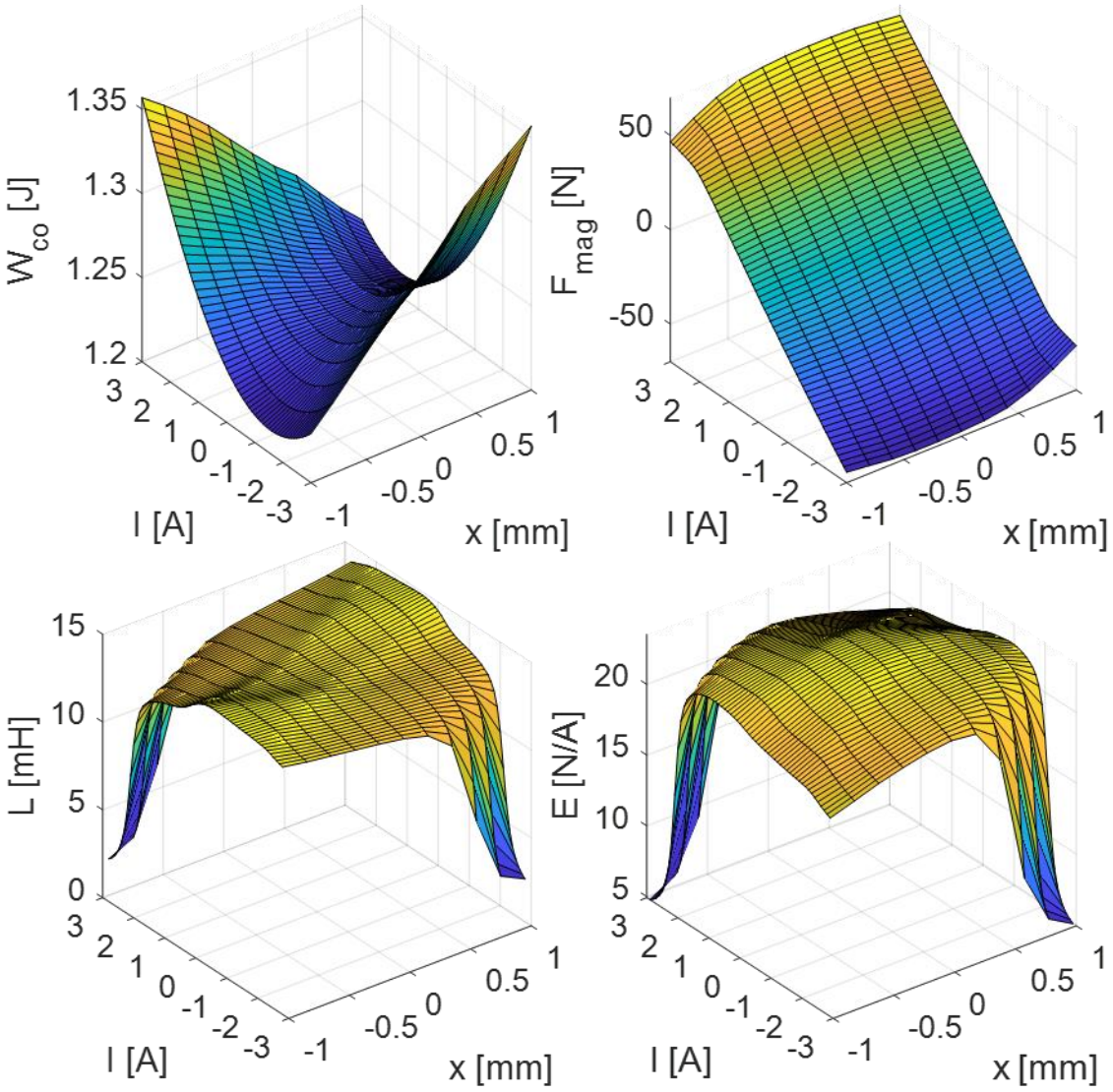


Figure 2.7 : Résultat de la modélisation de l'actionneur. En haut, la co-énergie et la force calculée par le logiciel EF. En bas, l'inductance et la force contre électromotrice.

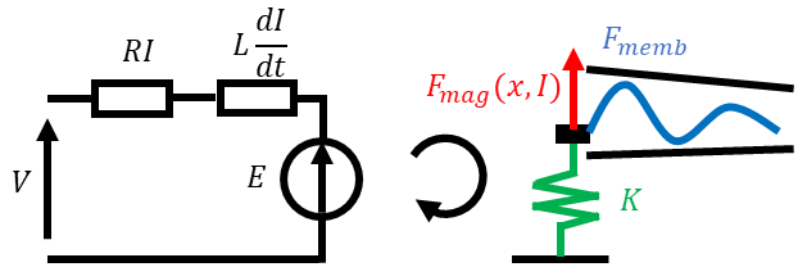


Figure 2.8 : système actionneur et membrane

2.2.3. Courants de Foucault

La loi d'induction de Faraday indique que les variations de champs magnétiques dans un matériau conducteur induisent une tension électrique dans ce matériau. Il en résulte un courant électrique qui circule dans une certaine épaisseur en surface du matériau. Ces courants sont

appelés courants de Foucault (ou « Eddy currents » en Anglais). Conformément à la loi de modération de Lenz, ces courants génèrent à leur tour un champ magnétique qui s'oppose au champ excitateur. Il s'en suit, que pour des changements rapides du champ excitateur, la pénétration du champ au centre du matériau est ralentie par les courants de Foucault : c'est l'effet de peau [66].

Ces phénomènes vont impacter le fonctionnement dynamique de l'actionneur, dont la fréquence d'utilisation peut atteindre 100 Hz. Les courants de Foucault dissipent l'énergie magnétique en chaleur, de manière analogue à l'effet Joule. L'effet de peau retarde la génération de la force magnétique, car le développement du champ magnétique dans le cœur ferromagnétique de l'actionneur n'est pas instantané.

Comme les courants de Foucault dégradent les performances dynamiques des actionneurs électromagnétiques, des techniques permettant de les limiter sont utilisées dès l'étape de conception des actionneurs. Ainsi, l'emploi d'un matériau de forte résistivité électrique permet de réduire les courants de Foucault. Ce choix se fait cependant au détriment d'autres caractéristiques, par exemple la valeur du champ magnétique de saturation, ou la perméabilité du matériau qui limitent aussi les performances. Pour l'actionneur de la pompe, le noyau ferromagnétique est fabriqué dans un matériau spécifique, qui permet de transférer une forte puissance pour un volume réduit. Ce matériau est cependant sujet à d'importants courants de Foucault. Une seconde stratégie de réduction est de créer des fentes parallèles au champ magnétique d'excitation dans le but de limiter l'apparition des courants de Foucault, comme montré à la Figure 2.9. La contrepartie de cette stratégie est la diminution du volume de matériau ferromagnétique dans le stator, ce qui réduit la force magnétique développée. Plusieurs expressions pour calculer les pertes d'énergie par courant de Foucault sont présentées dans [65], [67], [68]. Celles-ci ont en commun le fait que les pertes sont proportionnelles au carré de la fréquence. Par exemple, dans le cas d'une plaque plane, faite d'un matériau uniforme, soumise à un champ magnétique uniforme les pertes par unité de masse s'écrivent :

$$P_f = \frac{\pi^2 B^2 d^2 f^2}{6\rho D} \tag{34}$$

où B est l'amplitude du champ magnétique, d l'épaisseur de la plaque, f la fréquence du champ magnétique, ρ la résistivité du matériau et D sa masse volumique.

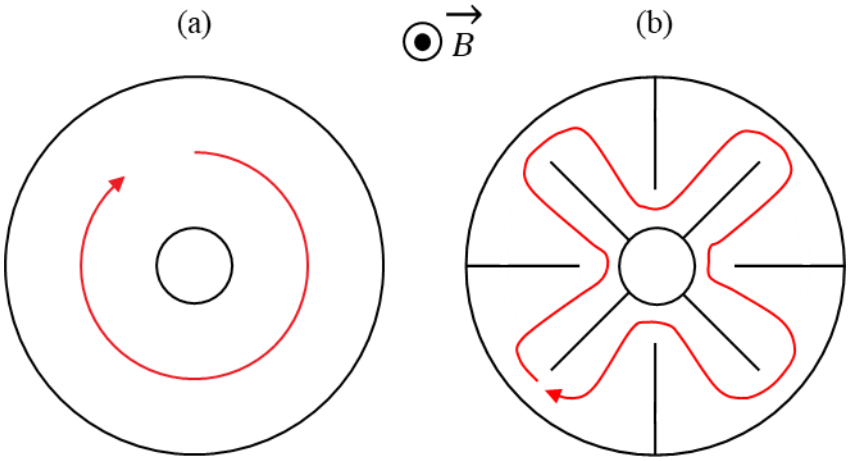


Figure 2.9 : circulation des courants de Foucault. (a) le noyau ferromagnétique est plein. (b) le noyau est entrecoupé de fentes.

Expérimentalement, nous ne constatons pas de perte par courant de Foucault significative avec notre actionneur.

2.2.4. Identification du modèle de l'actionneur

Afin de valider et recaler le modèle dynamique présenté dans les sections précédentes, nous avons développé une procédure d'identification. En effet, les sections précédentes décrivent un modèle dynamique de l'actionneur, qui comprend plusieurs phénomènes non linéaires, à savoir la variation de l'inductance et de la *fem* de l'actionneur suivant la position de la partie mobile et du courant des bobines. L'objectif est de retrouver expérimentalement ces paramètres. Pour procéder à l'identification du système, nous devons choisir le schéma d'identification et le plan d'expérience. De nombreuses méthodes en ligne ou hors ligne, adaptatives, linéaires ou non linéaires ont été développées pour répondre à de nombreux problèmes d'identification. Un panel des techniques utilisées est présenté dans [69].

Dans notre cas, nous savons que le système à identifier est l'équation (33). Celui-ci est linéaire à paramètres variants. Comme montré dans [70] il est possible d'identifier les systèmes LPV par des approches globales ou des approches locales. L'approche globale repose sur une unique expérience où la commande et les variables qui gouvernent les variations des paramètres sont excitées simultanément de façon persistante. L'approche locale repose sur de multiples expériences qui sont menées séquentiellement où les paramètres sont estimés à des points d'opérations fixés. Pour chaque point d'opération, le modèle est alors considéré comme linéaire invariant. Ces points d'opérations où sont estimés les paramètres forment alors un maillage entre lesquels les paramètres doivent être interpolés. Parce que nous sommes capables de

construire le modèle à partir de points d'opérations discrets dans la section 2.2.2, et pour des raisons expérimentales (un actionneur alimenté de manière prolongée risque de surchauffer) nous privilégions l'approche locale. Nous pouvons alors préciser notre objectif : identifier des paramètres ($L(x\,;I)$, $E(x,I)$, R) qui seront invariants ou très peu variables autour de points d'opérations fixés ($x\ et\ I$).

En plus d'être nécessaire pour valider notre modèle, l'identification peut être utilisée au sein d'un processus de production. Par exemple lors de l'assemblage des pompes, chaque unité devra être vérifiée et déclarée conforme vis-à-vis des spécifications. L'identification peut être utilisée dans cette démarche, en garantissant que les paramètres de chaque actionneur sont bien conformes aux attentes. Pour automatiser et accélérer cette étape au maximum, nous choisissons d'utiliser une méthode d'identification en temps réel. Celle-ci sera alors implémentée sur un contrôleur qui aura pour tâche d'identifier le modèle de chaque actionneur produit. Il existe deux grands schémas d'identification récursifs : les moindres carrés, et la méthode de la variable instrumentale. Nous avons sélectionné la méthode des moindres carrés récursifs car celle-ci est simple à implémenter, à analyser et demande peu de calculs. Cette méthode est par d'ailleurs utilisée pour identifier le modèle d'un actionneur électromagnétique de réfrigérateur, présenté dans [71].

2.2.4.1. Méthode avec aimant mobile

Dans cette section nous décrivons l'estimateur récursif au sens des moindres carrés dans le cas où l'aimant de l'actionneur est libre de bouger. On considère que les paramètres R, L et E de l'équation (23) sont invariants dans le temps ou varient très peu (de l'ordre de $0.1\ \Omega$ pour R, $1\ mH$ pour L et $1\ N/A$ pour E) au cours du temps. V, $\dot{x}$, $\frac{dI}{dt}$ sont continus par morceaux. On peut donc écrire si $\boldsymbol{\Psi}^T = [V \quad -I \quad -\dot{x}]$ et $\boldsymbol{\theta} = \left[\frac{1}{L} \quad \frac{R}{L} \quad \frac{E}{L}\right]$:

$$y = \frac{dI}{dt} = \boldsymbol{\Psi}^T \boldsymbol{\theta} \tag{35}$$

Pour chaque échantillon et pour un facteur d'oubli $0 < \lambda < 1$, la procédure d'estimation par les moindres carrés récursifs s'écrit

$$\widehat{\boldsymbol{\theta}}_{\boldsymbol{n}} = \widehat{\boldsymbol{\theta}}_{\boldsymbol{n-1}} + \boldsymbol{K}_{\boldsymbol{n}}(y_n - \hat{y}_n) \tag{36}$$

$$\hat{y}_n = \boldsymbol{\Psi}_{\mathbf{n}}^{\boldsymbol{T}} \widehat{\boldsymbol{\theta}}_{\boldsymbol{n-1}} \tag{37}$$

$$\boldsymbol{K_n} = \frac{\boldsymbol{P_{n-1}}\boldsymbol{\Psi_n}}{\lambda + \boldsymbol{\Psi_n^T}\boldsymbol{P_{n-1}}\boldsymbol{\Psi_n}} \tag{38}$$

$$\boldsymbol{P_n} = \frac{1}{\lambda}(\boldsymbol{P_{n-1}} - \frac{\boldsymbol{P_{n-1}}\boldsymbol{\Psi_n}\boldsymbol{\Psi_n^T}\boldsymbol{P_{n-1}}}{\lambda + \boldsymbol{\Psi_n^T}\boldsymbol{P_{n-1}}\boldsymbol{\Psi_n}}) \tag{39}$$

avec $\boldsymbol{P_n}$ l'inverse de la matrice de corrélation, obtenue via le Lemme d'inversion matricielle [69] et $\boldsymbol{K_n}$ le gain de correction. Pour garantir la convergence de l'algorithme, on doit vérifier le critère de persistance d'excitation [69], [72] . Pour garantir la convergence de l'algorithme, on doit vérifier le critère de persistance d'excitation (PE) [69], [72]. Usuellement, ce critère est respecté lorsque le signal d'excitation est suffisamment riche, c'est-à-dire que tous les modes du système à identifier sont excités. Les valeurs initiales des paramètres estimés sont choisies comme celle du modèle à $x = 0\ et\ I = 0$, car ces valeurs peuvent être mesurées avec des moyens expérimentaux existants. $\boldsymbol{P_0}$ est choisie comme une matrice diagonale avec des valeurs propres grandes (de l'ordre de 10^5) pour permettre une variation rapide des paramètres estimés.

2.2.4.2. Méthode avec aimant fixe

Dans cette section nous décrivons un estimateur en supposant que le mouvement de l'aimant est empêché. L'intérêt de cette hypothèse sera montré dans la section suivante. En effet, nous y montrons qu'il est plus aisé d'identifier expérimentalement le modèle de l'actionneur lorsque celui-ci est immobile. En reprenant les hypothèses précédentes, et sachant que la vitesse de l'aimant est nulle $\dot{x} = 0$, l'équation (23) s'écrit :

$$V = RI + \frac{L(x,I)dx}{dt} \tag{40}$$

La procédure des moindres carrés récursifs se décline alors avec $\boldsymbol{\Psi}^T = [V \quad -I]$ et $\boldsymbol{\theta} = \left[\frac{1}{L} \quad \frac{R}{L}\right]$. Dans cette situation, il n'est plus possible d'obtenir d'information sur E, qui devra être déterminé par une autre méthode. Par exemple, si la force magnétique $F_{mag}(x,I)$ est connue (par exemple en la mesurant avec un capteur de force), il est possible d'obtenir $E(x,I)$ par l'équation (25).

2.2.4.3. Résultats de simulation

Une implémentation et un test de l'algorithme d'identification sont réalisés sous Matlab/Simulink afin de pouvoir vérifier la faisabilité de ces deux approches d'estimation, et d'extraire des spécifications pour construire un banc d'essais expérimental en vue de l'identification sur un prototype réel. En particulier, les signaux d'excitations doivent être

spécifiés pour garantir la convergence de l'algorithme. Le système à identifier est décrit par l'équation (33). On suppose que la membrane n'est pas encore assemblée à l'actionneur. Sa force est alors nulle. Trois cas sont évalués :

- L'aimant est mobile et seule la tension électrique est utilisée pour exciter le système. La tension d'excitation est un sinus d'amplitude $2\ V$ et de fréquence $100\ Hz$
- L'aimant est mobile, la tension et une force extérieure sont utilisées pour exciter le système. La force excitatrice est un sinus d'amplitude $10\ N$ et de fréquence $120\ Hz$
- L'aimant est fixe ($\dot{x} = 0$) et seule la tension est utilisée pour exciter le système.

La procédure de test et un exemple des signaux d'entrée/sortie sont visibles Figure 2.10. L'inductance et la force contre-électromotrice sont évaluées sur une grille $(x_{min}, x_{min} + \Delta x, \dots, x_{max}), (I_{min}, I_{min} + \Delta I, \dots, I_{max})$. La fréquence d'échantillonnage des mesures utilisées par l'estimateur est de $20\ kHz$. La position moyenne et le courant moyen sont réglés par des correcteurs PI (sauf dans le cas 3 qui ne requière pas d'asservissement en position). Leur rôle est de maintenir x et I autour de valeurs moyennes le temps que les paramètres du modèle soient estimés autour de ces points, sans interférer avec les entrées qui permettent l'excitation du système. Pour cela leur fréquence d'échantillonnage est fixée à 100 Hz et leur mesure est une moyenne sur $0.01\ s$. Le bruit sur les mesures est simulé par des fonctions aléatoires gaussiennes de moyennes nulles et de variances $(10^{-3})^2$ et $(10^{-6})^2$ pour la position et le courant. Ces valeurs correspondent aux variances du bruit des capteurs utilisés lors des essais expérimentaux.

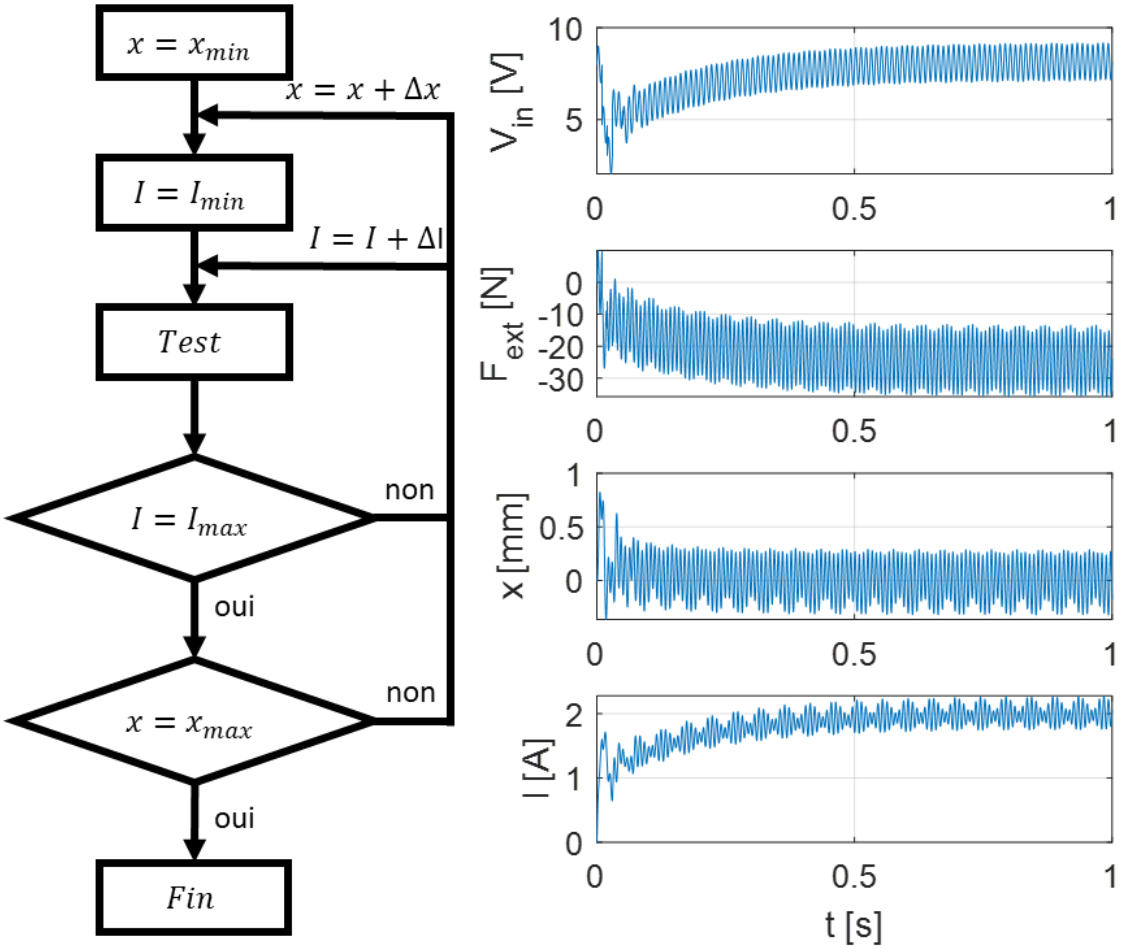


Figure 2.10 : procédure d'identification, et exemple des signaux d'entrées/sorties où les valeurs moyennes de position sont respectivement 0 mm et 2 A

Les résultats présentés ci-dessous (Figure 2.11 et Figure 2.12), et regroupés dans le Tableau 1 permettent de comparer les 3 cas. Le point à estimer est $x = 0\,m, I = 1\,A$. Dans chaque cas, une simulation avec et sans bruit de mesure est effectuée. Pour des simulations sans bruit de mesure, toutes les implémentations de l'algorithme d'identification permettent d'estimer les paramètres de l'actionneur. La moins bonne performance est réalisée par le cas 1, qui produit la plus forte erreur d'estimation sur $E(0{,}1)$. Dans le cas où du bruit est superposé aux mesures, les performances du cas 1 sont fortement dégradées (erreur de 30% sur l'inductance et de 171% sur la *fem*). Pour le cas 2, une erreur d'estimation de 18% est constatée sur la *fem*, cependant la résistance et l'inductance sont correctement estimées (moins de 1% d'erreur). Dans le cas 3, il n'y a pas d'erreur d'estimation significative (l'erreur est de l'ordre de 1%). Pour les cas 1 et 2, il est possible d'améliorer la précision de l'estimation en augmentant les excitations. Dans le cas 1, une tension de 25 V d'amplitude à une fréquence de 100 Hz permet de réduire l'erreur

d'estimation (2.5 %sur l'inductance et 68 %sur la fem). Cette amélioration ne rend cependant pas les performances satisfaisantes. De plus le courant et les oscillations de l'actionneur deviennent importants ($\pm 1mm$ et $\pm 3\ A$, c'est-à-dire l'oscillation nominale de l'actionneur en fonctionnement). Il ne sera alors pas possible de se placer autour de points plus éloignés en utilisant ces signaux. Dans le cas 2, une force excitatrice de $200\ N$ d'amplitude à une fréquence de $500\ Hz$ permet d'améliorer l'estimation de la fem et de limiter l'amplitude des oscillations de l'actionneur ($2.10^{-4}m$) et ainsi obtenir des erreurs d'estimation de l'ordre de 1 %.

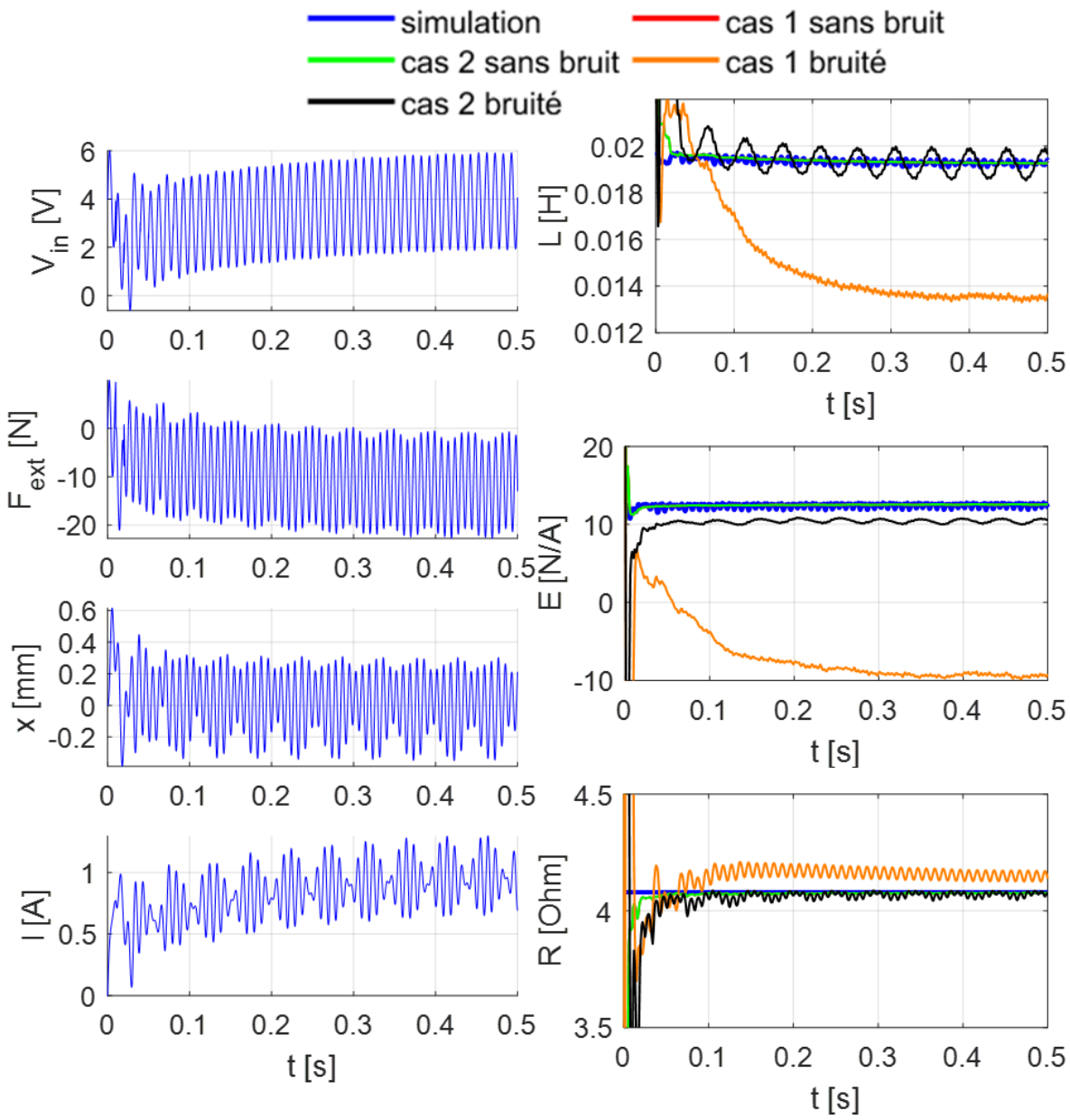


Figure 2.11 : résultat de simulation des cas 1 et 2. Signaux de l'actionneur (gauche) et estimation des paramètres (droite)

Ces tests numériques permettent de montrer que dans le cas d'une identification où l'actionneur est mobile, il est nécessaire d'apporter une excitation d'origine mécanique en plus de

l'excitation électrique fournie par la tension électrique. En effet, pour garantir une bonne estimation, il est nécessaire de suffisamment exciter la force contre-électromotrice, ce qui passe par une vitesse élevée de l'aimant. Pour autant la vitesse élevée ne doit cependant pas se traduire en variation élevée de la position de l'aimant. Pour garantir une vitesse élevée et un mouvement faible, la fréquence de l'excitation doit être élevée, ce qui demande une force excitatrice importante pour un déplacement de l'ordre de 10 μm. S'il est toujours possible de simuler une telle force, en pratique il est difficile et/ou onéreux de se procurer un actionneur respectant ces spécifications. De plus, même si la force contre-électromotrice est estimée, il est toujours nécessaire de réaliser une mesure de la force magnétique pour obtenir F_{mag}

Comme le cas 1 ne permet pas d'obtenir une estimation satisfaisante, et que le cas 2 ne permet pas d'obtenir un avantage significatif par rapport au cas 3, l'estimation des paramètres de l'actionneur doit être réalisée en maintenant celui-ci immobile. La procédure d'identification est réalisée sur toute la plage de fonctionnement de l'actionneur. Pour faciliter la visualisation des résultats, seule l'estimation pour $x = 0$ est présentée à la Figure 2.13. L'erreur maximale d'identification sur l'inductance est de 1 mH sur toute la plage de fonctionnement, ce qui est entièrement satisfaisant. On remarque une augmentation de l'erreur d'estimation de la résistance aux alentours de $I = 0$. En pratique, il n'est pas dommageable d'exclure les points proches du courant nul car la résistance est constante donc peut être estimée à des courants plus élevés. Une explication de cette erreur est qu'autour de $I = 0$, la composante continue du courant est trop faible pour permettre une bonne estimation.

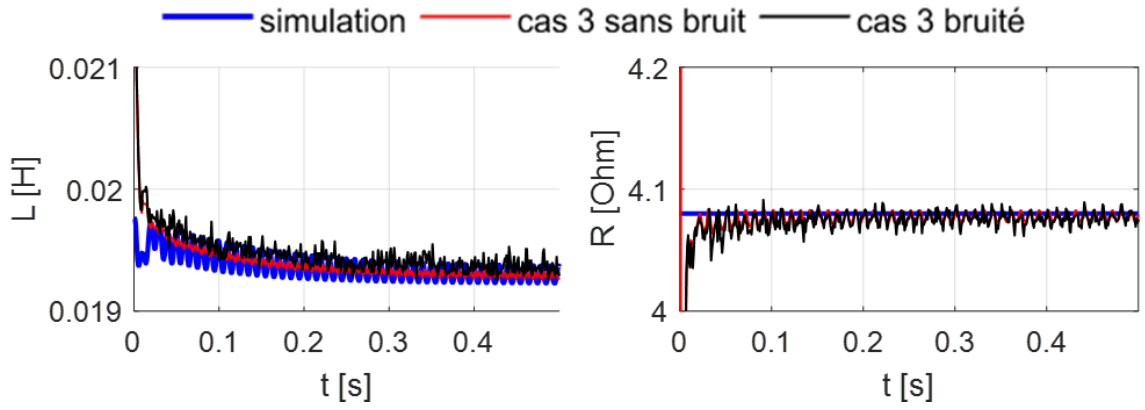


Figure 2.12 : Résultats de simulation du cas 3

Tableau 1 : Moyenne des 5000 dernières valeurs estimées de $L(0,1)$, R et $E(0,1)$

	L		R		E	
	valeur (mH)	erreur (%)	valeur (Ω)	erreur (%)	valeur (N/A)	erreur (%)
simu	19.3	-	4.08	-	12.8	-
cas 1 sans bruit	19.1	1.04	4.08	0.00	11.91	6.95
cas 1 bruité	13.5	30.05	4.14	1.47	-9.07	170.86
cas 2 sans bruit	19.2	0.52	4.08	0.00	12.6	1.56
cas 2 bruité	19.2	0.52	4.07	0.25	10.5	17.97
cas 3 sans bruit	19.3	0.00	4.08	0.00	-	-
cas 3 bruité	19.5	1.04	4.08	0.00	-	-

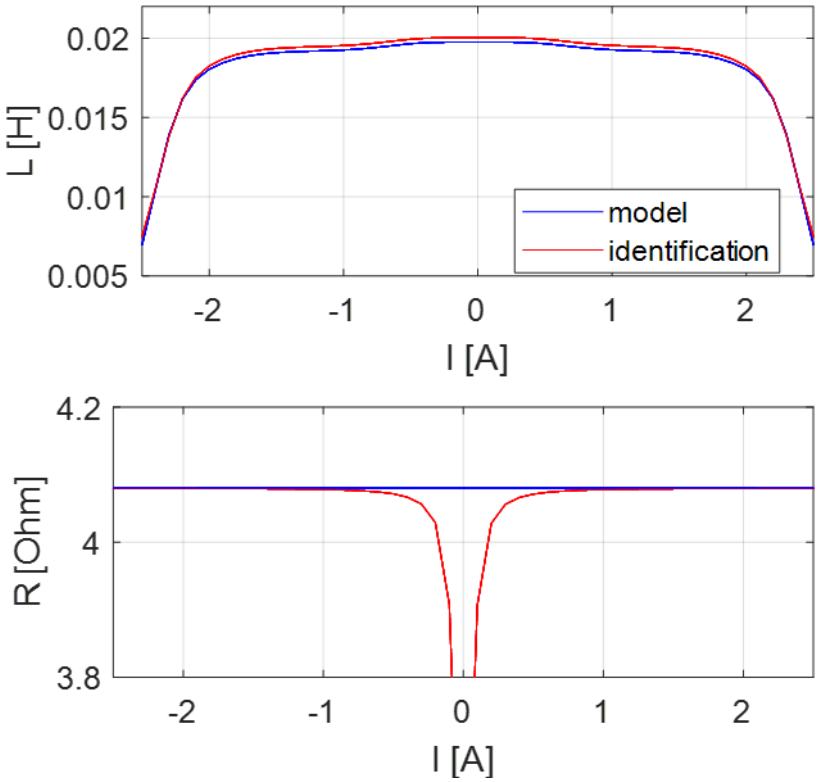


Figure 2.13 : estimation de l'inductance et de la résistance en fonction du courant pour $x = 0$

2.3. Modélisation de la tête de pompe

Le travail de modélisation que nous présentons ci-dessous fait partie du modèle numérique de la tête pompe mis en place par Corwave. Ce modèle est utilisé pour optimiser le design de la pompe suivant un grand nombre de critères, comme la puissance hydraulique développée par la pompe, le rendement, l'endommagement du sang par hémolyse, la propension à la thrombose, etc. Ce modèle fait appel à des techniques de modélisations avancées développées

par Corwave qui sont confidentielles. Le modèle que nous présentons est une simplification d'un modèle plus complexe et performant. Néanmoins, celui-ci contient toutes les problématiques de modélisation de la tête de pompe.

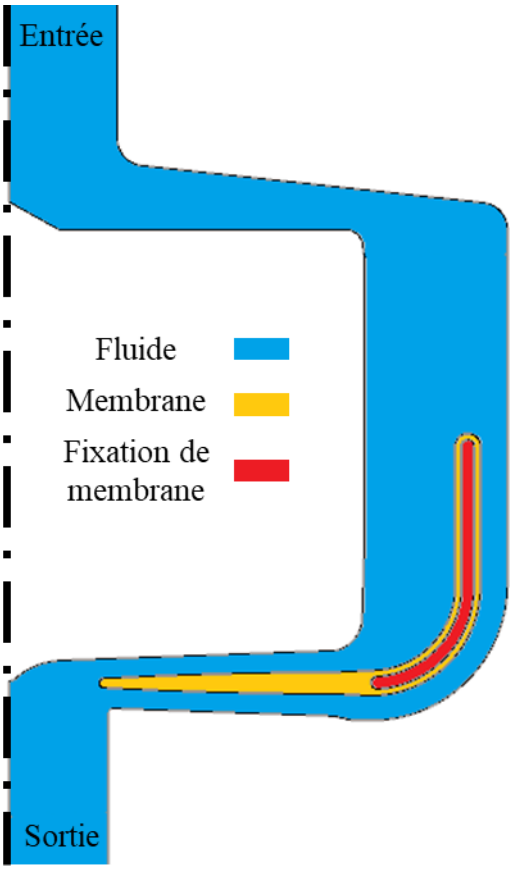
Le cœur de la pompe est formé d'une membrane discoïdale en polymère souple (silicone) qui par ses déformations périodiques pousse le fluide vers la sortie de la pompe. En retour, les conditions d'écoulement du fluide exercent des forces sur la membrane qui impactent sa déformation de manière significative. Pour modéliser ce couplage fort et complexe entre le fluide et le solide la méthode numérique des éléments finis est préférée. Le logiciel utilisé est COMSOL Multiphysics[1], qui a été choisi pour sa versatilité et sa facilité d'utilisation. De plus, sa précision est vérifiée sur un benchmark d'interaction fluide structure proposé dans [73]. Ce benchmark a été utilisé pour paramétrer le solveur de notre simulation.

2.3.1. Simplification de la géométrie et propriétés des matériaux

La géométrie de la pompe est importée depuis un fichier CAO, et est simplifiée pour convenir aux besoins de simulation comme montré Figure 2.14. En particulier, la géométrie 3D importée est transformée en géométrie 2D axisymétrique. Cette simplification permet de réduire le temps de simulation tout en introduisant des erreurs géométriques. En effet, [74] montre que les modes de déformations d'une plaque annulaire engendrés par une excitation sinusoïdale ne sont pas axisymétriques pour toutes les fréquences. Une visualisation expérimentale des déformations de la membrane via une caméra haute vitesse montre l'apparition de modes de déformation non axisymétriques au-delà d'un seuil de fréquence d'excitation. De plus, les ressorts annulaires ainsi que l'aimant ne sont pas représentés dans la géométrie. Bien que ceux-ci soient au contact du fluide, la force exercée par le fluide sur ces composants est faible comparée à celle exercée sur la membrane. L'aimant mobile de l'actionneur est retiré de la géométrie. Néanmoins, sa masse est ajoutée à celle de la fixation pour le prendre en considération à minima.

Les matériaux sont renseignés dans la Figure 2.14. Le fluide est considéré comme newtonien incompressible de masse volumique ρ_f et viscosité dynamique μ_f. Les propriétés de la membrane et de sa fixation sont le module d'Young, le coefficient de Poisson et la masse volumique ρ_s. Le matériau est considéré comme isotrope.

[1] COMSOL 5.4 et COMSOL 5.5



Nom	Module d'Young (Mpa)	Coefficient de Poisson	Masse volumique ($kg.m^{-3}$)	Viscosité dynamique ($mPa.s$)
Fluide	-	-	**1100**	**3.5**
Membrane	**E**	**0.49**	**1000**	-
Fixation de membrane	**105.10^3**	**0.33**	**4940**	-

Figure 2.14: géométrie simplifiée de la pompe et données matériaux[1]

2.3.2. Mise en équation

L'équation de Navier Stokes et l'incompressibilité du fluide de vitesse $\boldsymbol{v_f}$ et de pression P_f s'écrivent :

$$\rho_f \frac{\partial \boldsymbol{v_f}}{\partial t} + \rho_f (\boldsymbol{v_f}.grad)\boldsymbol{v_f} = div\, \boldsymbol{\sigma_f} \quad (41)$$

$$div(\boldsymbol{v_f}) = 0 \quad (42)$$

[1] La valeur du module d'Young est confidentielle. E est de l'ordre de quelques MPa.

$$\boldsymbol{\sigma_f} = -P_f \boldsymbol{I} + \mu_f \left(grad(\boldsymbol{v_f}) + grad(\boldsymbol{v_f})^{\boldsymbol{T}} \right) \quad (43)$$

$\boldsymbol{\sigma_f}$ est le tenseur des contraintes du fluide, et **I** le tenseur identité. Pour le solide, l'équation dynamique donne le déplacement $\boldsymbol{u_s}$ en fonction du tenseur des contraintes solides $\boldsymbol{\sigma_s}$ et des forces extérieures $\boldsymbol{F}$:

$$\rho_s \frac{\partial^2 \boldsymbol{u_s}}{\partial t^2} - div\, \boldsymbol{\sigma_s} = \boldsymbol{F} \quad (44)$$

Comme nous supposons que la membrane est un matériau élastique linéaire en grande déformation, la relation entre la contrainte et la déformation suit le modèle de Saint Venant Kirschoff[1]. L'interface entre la fixation de la membrane et la membrane est spécifiée par une condition limite de Dirichlet (égalité du déplacement à l'interface entre les deux matériaux).

A l'interface entre le fluide et le solide, une condition de non-glissement est appliquée. Si $\boldsymbol{n}$ est un vecteur unitaire normal à l'interface entre le fluide et le solide (orienté du solide vers le fluide), le non-glissement s'écrit par l'égalité des contraintes et des vitesses du fluide $\boldsymbol{v_f}$ et du solide $\boldsymbol{v_s}$ à l'interface :

$$\boldsymbol{\sigma_f n} = \boldsymbol{\sigma_s n} \quad (45)$$

$$\boldsymbol{v_f} = \boldsymbol{v_s} \quad (46)$$

Comme la membrane est confinée entre deux parois et est sujette à d'importants déplacements, il est nécessaire de mettre en équation le contact entre la surface de la membrane et les parois. De manière périodique, la membrane entre en contact avec les flasques et sépare le fluide. Ce type de contact ne peut pas être mis en place car dans la simulation le domaine fluide ne peut pas être séparé en deux. Ce problème fait l'objet régulier de travaux comme dans [75]–[82]. Dans notre simulation, nous proposons de créer un pseudo contact avant que la membrane n'atteigne la paroi en modifiant localement la viscosité du fluide. La méthode consiste à augmenter la viscosité du fluide au niveau du point de contact, ce qui a pour effet de créer un mur qui amortit la structure et empêche l'écoulement du fluide à cause de la condition de non-glissement, tout en laissant un espace résiduel entre la membrane et la paroi. Pour cela, la viscosité du fluide est exprimée en fonction de la distance entre la paroi et la structure d, comme représentée Figure 2.15 . Ce qui donne :

[1] https://doc.comsol.com/5.5/doc/com.comsol.help.sme/sme_ug_theory.06.28.html

$$\mu_f = \mu_0 + \mu_r \, H\left(\frac{1}{d} - \frac{1}{d_0}\right)\left(\frac{1}{d} - \frac{1}{d_0}\right) \tag{47}$$

où H est la fonction d'Heaviside, μ_0 la viscosité du fluide et μ_r une constante positive et d_0 la distance seuil en dessous de laquelle le contact se déclenche. Le logiciel Comsol propose un outil (Wall distance) permettant d'intégrer le calcul de la distance entre la paroi et la structure dans le modèle.

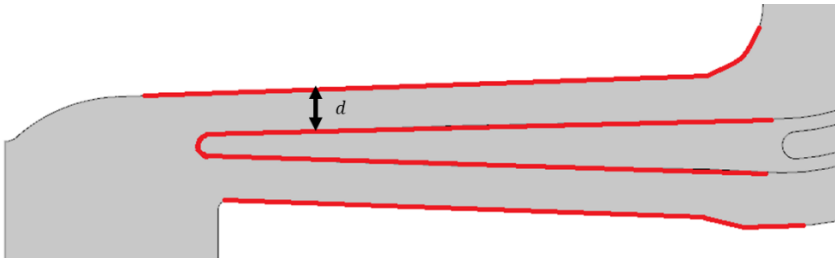


Figure 2.15: zone de la tête de pompe où le contact est implémenté

Les conditions limites pour le fluide sont les suivantes :

- À l'entrée et la sortie de la pompe, des conditions de pression sont appliquées : la pression (relative) est nulle en entrée, celle en sortie est spécifiée comme une fonction du temps.
- Pour la structure, une force périodique est appliquée sur l'ensemble de la partie fixation de membrane. Celle-ci représente la force magnétique transmise par l'actionneur. Il est également possible d'imposer un déplacement sinusoïdal pour travailler à amplitude constante (et ainsi se découpler du problème de la force nécessaire pour mettre en mouvement la membrane).

2.3.3. Choix du maillage

Les éléments du maillage sont triangulaires comme montré à la Figure 2.16. La structure est discrétisée à l'aide d'éléments quadratiques, des éléments P1+P2 sont utilisés pour le fluide. Des techniques de stabilisation numérique sont mises en place par COMSOL pour éviter la divergence de la solution[1] Un raffinement du maillage est effectué au niveau de la membrane, alors qu'un maillage plus grossier est mis en place dans les zones éloignées de la membrane comme montré à la Figure 2.16. En effet, le calcul de la contrainte à l'interface fluide-solide

[1] https://doc.comsol.com/5.5/doc/com.comsol.help.comsol/comsol_ref_fluidflow.20.14.html

nécessite un maillage fin pour être précis. La taille des éléments est comprise entre $1\ mm$ et $100\ \mu m$.

Un point important d'une simulation fluide-structure est la prise en compte de la couche limite. Afin d'éviter des déformations disproportionnées du maillage fluide au niveau de celle-ci, des éléments de petites tailles sont répartis le long des parois solides (c'est-à-dire des parois du corps de pompe et de la membrane) où la condition de non-glissement est appliquée. Nous validons la taille du maillage par une étude de convergence. Le nombre de degrés de liberté est de l'ordre de 10^5.

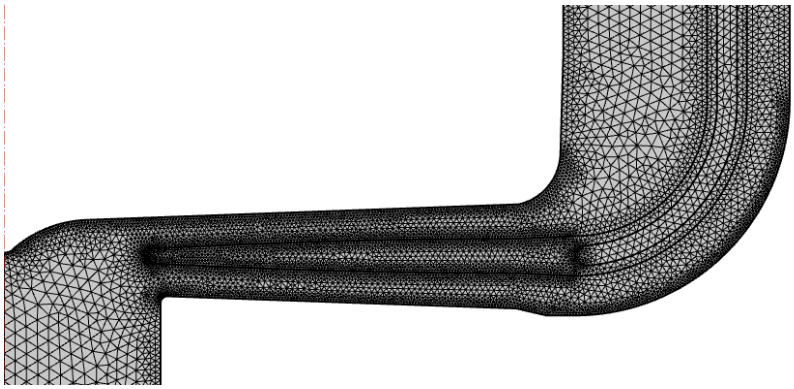


Figure 2.16 : maillage initial de la pompe

2.3.4. Déformation du maillage via la méthode ALE

Le déplacement de la membrane entre les parois de la pompe entraine une importante distorsion du maillage fluide. Pour limiter celle-ci et la répercuter dans l'ensemble du maillage du fluide, la méthode ALE[1] (Arbitrary Lagrangian Eulerian) est utilisée. Celle-ci permet de combiner la formulation lagrangienne de la structure à la formulation eulérienne du fluide. Pour rappel, la formulation lagrangienne est communément utilisée en mécanique du solide. Le mouvement des nœuds est exprimé à partir de leur position initiale, et la déformation du maillage suit la déformation de la structure. En mécanique des fluides, la formulation eulérienne est préférée. Le maillage est fixe : ce sont les particules du fluide qui se déplacent dans le maillage.
Dans la méthode ALE, le maillage du fluide se déforme au cours du temps, le but étant de garantir le suivi de la frontière entre le fluide et la structure en minimisant la déformation du maillage fluide. Au niveau de la structure, la formulation est purement lagrangienne, donc se fait à la vitesse du solide. En s'éloignant de la structure, la déformation du maillage fluide n'est pas nécessaire, et on s'approche d'une formulation purement eulérienne.

[1] https://www.comsol.com/blogs/model-deforming-objects-with-the-arbitrary-lagrangian-eulerian-method/

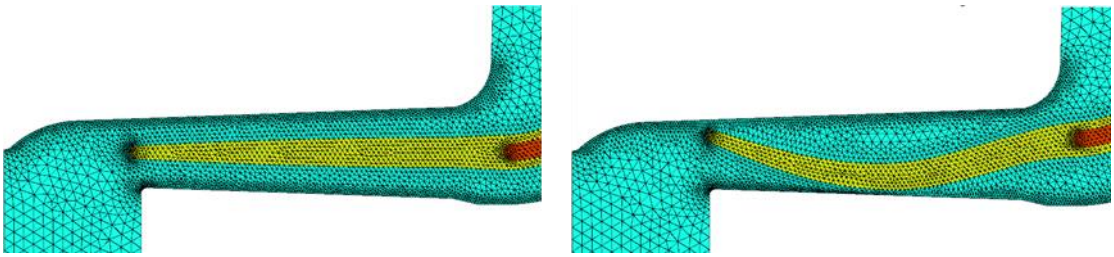


Figure 2.17 : déformation du maillage fluide (droite) par rapport au maillage initial (gauche). Jaune et rouge : maillage du solide ; Vert : maillage fluide

Pour gérer la déformation du maillage fluide, COMSOL propose un outil de « lissage du maillage ». Cette fonctionnalité permet de spécifier la déformation du maillage comme une ou plusieurs équations. Les lissages proposés sont ceux de Laplace, Winslow, hyper-élastique et Yeoh[1]. Le lissage par la méthode de Laplace est celui qui requiert le moins de calculs, parce que l'équation utilisée pour chaque coordonnée est linéaire, et les équations ne sont pas couplées. Les lissages de Winslow, hyper-élastique et de Yeoh sont non linéaires et créent un système d'équations couplées pour toutes les coordonnées. Le temps de calcul est allongé en comparaison avec la méthode de Laplace. Dans le cas continu, il est garanti que les solutions de ces équations permettent d'obtenir des volumes (surfaces) positifs en tout point du domaine. Cependant cela n'est pas toujours garanti dans le cas discret, et ne permet pas de conserver systématiquement la qualité des éléments déformés. En pratique, la méthode de Yeoh permet d'obtenir en général les meilleurs résultats dans le cas de grands déplacements, bien que la non-linéarité de cette méthode puisse causer dans certains cas des problèmes de convergence. Une comparaison des performances de ces 4 méthodes de lissage est faite dans [83]. Pour la simulation de la pompe, la méthode de Winslow est utilisée, car elle permet une déformation du maillage fluide plus homogène que le lissage de Laplace, et que nous ne constatons pas d'amélioration significative en utilisant les méthodes hyper-élastique et Yeoh.

Le logiciel COMSOL propose également un outil de remaillage au cours de la simulation. Lorsque la déformation du maillage entraine une dégradation importante de la qualité de celui-ci, un nouveau maillage est créé pour restaurer la qualité des éléments. Les champs sont projetés sur le nouveau maillage et la simulation est relancée avec cette nouvelle configuration. Le critère utilisé pour le remaillage est sa distorsion, définie comme le 1er invariant de la déformation de Green Lagrange isochore[2]. La procédure de remaillage est déclenchée quand celui-ci dépasse un seuil. La projection des champs sur le nouveau maillage introduit une erreur

[1] https://doc.comsol.com/5.5/doc/com.comsol.help.comsol/comsol_ref_deformedmeshes.25.09.html

[2] https://doc.comsol.com/5.5/doc/com.comsol.help.comsol/comsol_ref_solver.27.137.html

à chaque remaillage, car les valeurs aux nœuds du nouveau maillage sont évaluées à partir d'interpolations extraites du maillage précédent. Un compromis entre la distorsion maximale admissible du maillage et l'erreur introduite par le remaillage est à trouver pour minimiser l'erreur introduite dans la simulation.

2.3.5. Configuration du solveur

Le schéma d'intégration utilisé est le schéma BDF ("backward differentiation formula") d'ordre 1. Ce solveur applique la méthode du gradient de Newton pour trouver une solution sur chaque pas de temps.

2.4. Co simulation de la pompe

2.4.1. Couplage du modèle de l'actionneur et de la tête de pompe

Les modèles de l'actionneur et des contrôleurs sont implémentés sur le logiciel Matlab/Simulink, qui est une référence pour la modélisation des systèmes et des lois de commandes. Un logiciel de simulation EF tel que COMSOL est lui nécessaire pour simuler la tête de pompe. La simulation des deux sous-systèmes dans un seul logiciel n'est pas facilement réalisable. Nous avons alors développé une procédure spécifique de co-simulation (voir Figure 2.18) pour simuler le fonctionnement complet de la pompe. Cette co-simulation tire parti des avantages de chaque logiciel, qui est de pouvoir développer chaque sous-partie du modèle dans son environnement idéal.

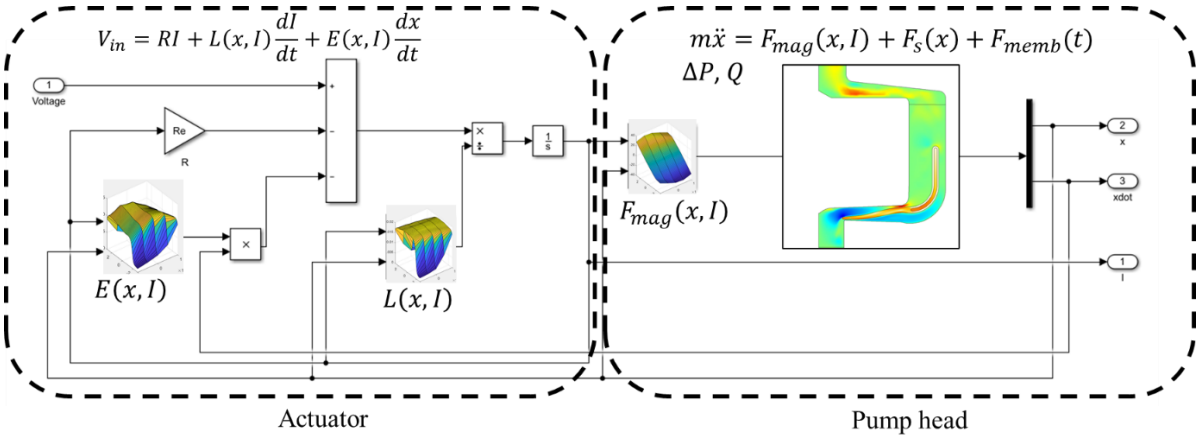


Figure 2.18: schéma de la co-simulation. La partie électromécanique est modélisée via Matlab/Simulink. La tête de pompe est modélisée par le logiciel de simulation EF COMSOL.

La séparation du modèle de la pompe en deux sous-systèmes est présentée à la Figure 2.18. Les cartes de l'inductance, de la force et de la fem sont chargées dans des abaques sous Simulink.

La force magnétique calculée pour un courant et une position donnée est transmise à COMSOL. Celle-ci y est prise en compte comme condition limite. L'interaction fluide structure est calculée par COMSOL. Les ressorts sont inclus comme une condition limite de force s'appliquant sur la fixation de membrane. En retour, COMSOL transmet à Simulink la position et la vitesse de la fixation de la membrane.

Le pas de temps de Simulink est fixé à 50 μs (qui correspond à la période d'échantillonnage des boucles d'asservissement du chapitre 3). Celui-ci correspond au pas de temps maximal de de la simulation sous COMSOL. Celle-ci peut éventuellement utiliser un pas de temps plus petit. La synchronisation des deux logiciels est effectuée comme indiqué Figure 2.19 :

- À l'instant t_n de la simulation, Simulink lit la position $x(t_n)$ et la vitesse $\dot{x}(t_n)$ transmises par COMSOL (étape 1 et 2).
- le courant électrique et la force magnétique au temps t_{n+1} sont calculés à partir de la tension d'entrée $V(t_n)$ (étape 3).
- Au temps t_{n+1} Simulink transmet la force $F_{mag}(t_{n+1})$ et suspend son activité (étape 4).
- COMSOL lit la force magnétique (étape 5) et l'utilise comme condition limite du temps t_n au temps t_{n+1} (étape 6). À cet instant, COMSOL transmet de nouveau position et vitesse à Simulink, puis suspend son activité. Simulink reprend le calcul pour passer à t_{n+2}.

Comme le pas de temps de COMSOL est libre (avec pour limite supérieure le pas de temps de Simulink), il faut s'assurer que les deux logiciels puissent synchroniser leur horloge. Pour ce faire, il est possible d'imposer au solveur COMSOL de calculer la solution à des instants spécifiés.

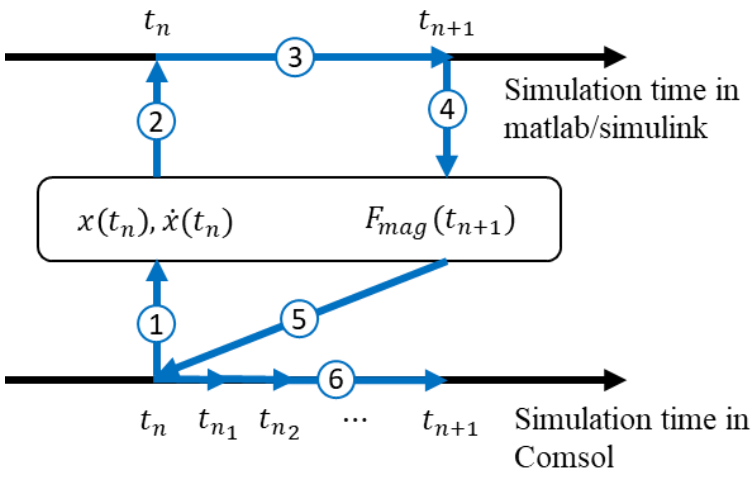


Figure 2.19: Gestion des pas de temps lors de la co-simulation.

L'interface entre Simulink et Comsol est constituée de quatre fichiers textes contenus dans un dossier. Les deux premiers permettent l'écriture des données échangées par un des logiciels et sa lecture par l'autre. Les deux autres fichiers correspondent à l'état des deux logiciels de simulation. En effet, à l'étape 1, un fichier "flagS" signifie que des données sont disponibles à la lecture par Simulink dans un fichier "C2S". Le fichier de données "C2S" est alors lu, et le fichier "flagS" est supprimé. À l'étape 4, Simulink écrit la valeur de la force magnétique dans un fichier "S2C", crée un fichier "flagC" indiquant à COMSOL qu'une valeur de force est disponible à la lecture, et attend la création d'un nouveau fichier "flagS". Il en va de même du côté COMSOL.

La fonction de communication est implémentée via une fonction S sur Simulink. La fonction S permet de décrire le fonctionnement de chaque bloc Simulink et propose un formalisme d'écriture montré Figure 2.20. Ce formalisme comprend l'utilisation d'un solveur à pas de temps variable et pas de temps fixe. Dans le cas étudié, le pas de temps est fixe, et seules les étapes calcul des sorties (mdlOutputs) et mise à jour des états discrets (mdlUpdate) sont utilisées. La lecture du fichier "C2S" est effectuée dans la fonction mdlOutputs, et la position et la vitesse sont propagées au reste du modèle. L'écriture du fichier "S2C", la suppression du fichier "flagS" et la création du fichier "flagC" sont effectuées au sein de la fonction mdlUpdate. Le non-respect de cet ordre est reconnu comme une fonction algébrique par Simulink, ce qui déclenche une erreur.

COMSOL propose l'implémentation de fonction utilisateur de différentes façons : soit par l'utilisation d'une librairie partagée externe en C, soit par une fonction Matlab[1]. Dans un cas comme dans l'autre, des fonctions de lecture et d'écriture de fichiers sont utilisées pour créer le fichier flagS, écrire les variables de position et de vitesse dans le fichier C2S et supprimer le fichier flagC à la fin de l'exécution.

Remarque : La version 5.6 de COMSOL Multiphysics (sortie en novembre 2020) propose désormais un module complémentaire de co-simulation entre Simulink et COMSOL[2] qui permet d'obtenir des fonctionnalités similaires. À notre connaissance, il n'existe pas de différence significative entre la co-simulation que nous avons développée et celle développée par COMSOL.

[1] https://www.comsol.fr/livelink-for-matlab
[2] https://www.comsol.fr/livelink-simulink

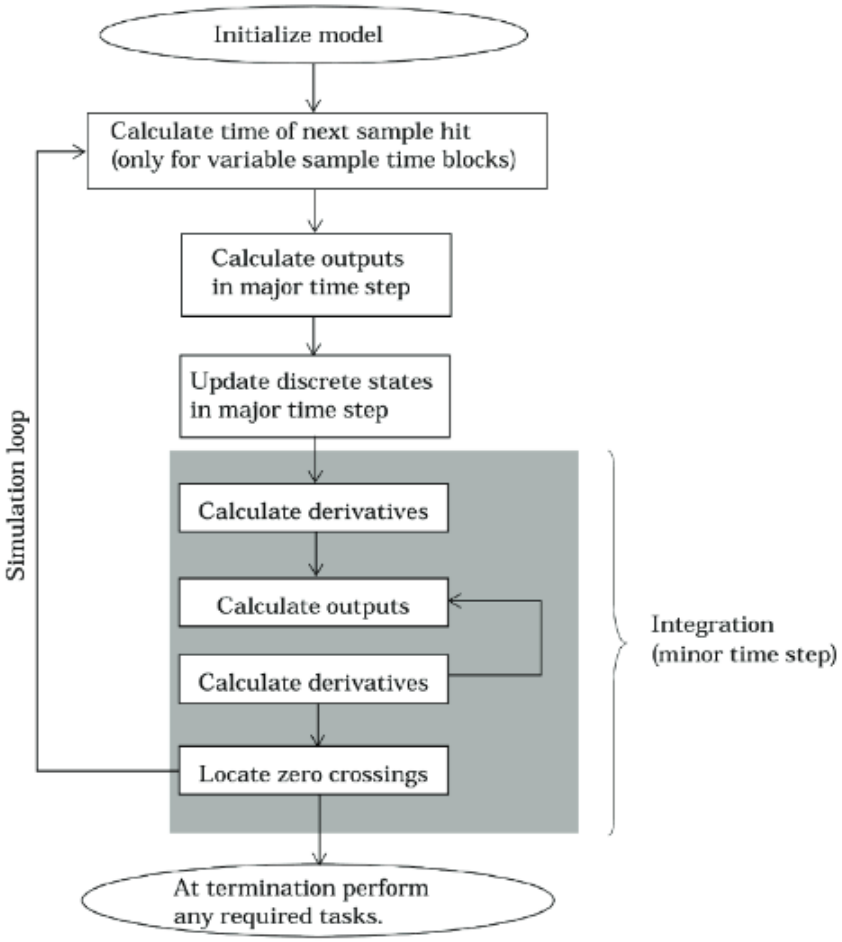


Figure 2.20: schéma de fonctionnement d'une fonction S sous Simulink [84]

2.4.2. Application : Développement d'un estimateur de force

2.4.2.1. Motivations

Pour dimensionner un moteur électrique il est fondamental de connaitre le chargement que le moteur doit entrainer. En effet, le couple nécessaire pour mettre en mouvement la charge doit être comparé à la courbe caractéristique du moteur (couple vitesse) pour vérifier que la capacité de celui-ci n'est pas dépassée. Un raisonnement similaire est appliqué pour dimensionner l'actionneur. La connaissance de la résultante des forces exercées par la membrane sur l'actionneur permet de vérifier sa capacité à maintenir les oscillations de la membrane au niveau désiré.

Connaitre avec précision la force de la membrane est une tâche particulièrement délicate. Cette force ne peut être mesurée que si la membrane est immergée et que la géométrie de la tête de pompe est respectée (sinon les efforts sont modifiés), ce qui requière un capteur immergeable et miniature. De plus, la dynamique de la membrane est riche en harmoniques, ce qui nécessite

un capteur avec une large bande passante. Des travaux sont menés par Corwave pour mesurer la force de la membrane en utilisant les pompes actionnées par le système moteur électrique et vilebrequin à l'aide de capteurs. L'interprétation des résultats est particulièrement ardue à cause du vilebrequin qui est une source d'efforts parasites. Pour faciliter l'étude de la force de la membrane nous proposons de l'estimer via un filtre de Kalman étendu (EKF) qui repose sur le modèle de l'actionneur. Pour valider ce filtre, nous utilisons la co-simulation qui nous permet simuler l'actionneur conjointement à la tête de pompe, et de calculer la force de la membrane simulée selon l'équation suivante :

$$F_{memb} = \int_{V_{membrane}} (\boldsymbol{\sigma_f}.\boldsymbol{n}.dS).\boldsymbol{x} \tag{48}$$

2.4.2.2. Estimation de la force de la membrane via un EKF

La méthode la plus simple pour calculer la force de la membrane à partir du modèle de l'actionneur et de mesures expérimentales est d'utiliser l'équation (33) et de calculer F_{memb} avec des mesures de courant et de positon :

$$F_{memb}(t) = m\ddot{x} - F_{mag}(x, I) - F_r(x) \tag{49}$$

Néanmoins cette méthode requiert de connaître l'accélération de l'actionneur. Celle-ci s'obtient en dérivant deux fois la position, ou en installant un accéléromètre. La dérivation amplifie le bruit de mesure, et l'installation d'un capteur sur une partie mobile immergée n'est pas aisée. Une autre solution est d'utiliser un estimateur. Le filtre de Kalman étendu est une structure appropriée. En effet, ce filtre permet d'estimer en ligne les paramètres d'un modèle à partir de mesures comme dans [36] et [37], ou bien estimer directement une force inconnue comme dans [38] et [39].

En reprenant la partie mécanique de l'équation (33) on formule une équation d'état augmentée du système avec $\boldsymbol{X} = [x \quad \dot{x} \quad F_{memb}]$:

$$\dot{\boldsymbol{X}} = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dfrac{F_a(x, I) + F_{memb}}{m} \\ 0 \end{bmatrix} = \boldsymbol{f}(\boldsymbol{X}, I) \tag{50}$$

où la force de rappel des ressorts et la force magnétique de l'actionneur sont regroupées sous le terme $F_a(x, I)$. Ici, les propriétés dynamiques de F_{memb} sont inconnues. Nous décrivons alors

cette force comme variant lentement par rapport au processus, c'est-à-dire $\dot{F}_{memb} = 0$. La position de la fixation de membrane est mesurée, et on introduit les bruits de process et de mesure $\boldsymbol{w}\ et\ \delta$, de variances respectives $\boldsymbol{Q}\ et\ \boldsymbol{R}$. En introduisant T_s la période d'échantillonnage, la discrétisation de l'équation d'état par la méthode d'Euler donne :

$$\begin{aligned} \boldsymbol{X_{k+1}} &= \mathbf{X_k} + \mathrm{T_s}\boldsymbol{f}(\boldsymbol{X_k}, I_k) + \boldsymbol{w}_k \\ y_k &= \boldsymbol{C}\boldsymbol{X_k} + \delta_k \end{aligned} \tag{51}$$

Où $\boldsymbol{C} = [1 \quad 0 \quad 0]$. Le vecteur d'état est estimé par la procédure itérative de l'EKF. La matrice jacobienne du système $\boldsymbol{J_k}$ est calculée :

$$\boldsymbol{J_k} = \boldsymbol{I} + T_s \left.\frac{\partial \boldsymbol{f}}{\partial \boldsymbol{X}}\right|_{\widehat{\boldsymbol{X}}_{\mathbf{k/k}}} \mathrm{I_k} \tag{52}$$

L'étape de prédiction donne :

$$\begin{aligned} \widehat{\boldsymbol{X}}_{\mathbf{k+1/k}} &= \widehat{\boldsymbol{X}}_{\mathbf{k/k}} + T_s\boldsymbol{f}\left(\widehat{\boldsymbol{X}}_{\mathbf{k/k}}, I_k\right) \\ \boldsymbol{P_{k+1/k}} &= \boldsymbol{J_k}\boldsymbol{P_{k/k}}\boldsymbol{J_k^T} + \boldsymbol{Q} \end{aligned} \tag{53}$$

Et l'étape de correction suit :

$$\begin{aligned} \boldsymbol{L_{k+1}} &= \boldsymbol{P_{k+1/k}}\mathbf{C^T}\left(\mathbf{C}\boldsymbol{P_{k+1/k}}\mathbf{C^T} + \mathbf{R}\right)^{-1} \\ \widehat{\boldsymbol{X}}_{\mathbf{k+1/k+1}} &= \widehat{\boldsymbol{X}}_{\mathbf{k+1/k}} + \mathbf{L_{k+1}}\left(\mathrm{y_k} - \mathbf{C}\widehat{\boldsymbol{X}}_{\mathbf{k+1/k}}\right) \\ \boldsymbol{P_{k+1/k+1}} &= (\mathbf{I} - \mathbf{L_{k+1}}\mathbf{C})\boldsymbol{P_{k+1/k}} \end{aligned} \tag{54}$$

$\widehat{\boldsymbol{X}}_{\mathbf{k+1/k}}$ et $\boldsymbol{P_{k+1/k}}$ sont l'état et la matrice de covariance de l'état prédit avant mesure. $\widehat{\boldsymbol{X}}_{\mathbf{k+1/k+1}}$ et $\boldsymbol{P_{k+1/k+1}}$ sont l'état et la matrice de covariance après mesure. $\boldsymbol{L_k}$ est le gain du filtre. Ainsi, avec comme seules mesures la position et le courant on peut estimer la résultante des forces de la membrane. La valeur initiale de la matrice $\boldsymbol{P_0}$ est une choisie comme matrice diagonale de grandes valeurs pour permettre au filtre de converger. La matrice de covariance de mesure R représente la variance des bruits de mesure réels mesurés par des tests spécifiques sur les différents capteurs. La matrice de covariance de process $\boldsymbol{Q} = diag(q_1, q_2, q_3)$ correspond à l'incertitude au sein de l'équation d'état (et indirectement notre degré de confiance dans notre modèle dynamique). En particulier, comme l'incertitude sur la mesure x est faible alors que l'incertitude sur F_{memb} est grande, la valeur de q_3 sera d'un ordre de grandeur plus important que q_1. On remarque également que les performances de l'EKF reposent principalement sur la

qualité du modèle de l'actionneur, à savoir F_a et m. Comme nous l'avons vu dans la section 2.2.4, F_a est mesurable avec un capteur de force. La mesure de la masse de la partie mobile de l'actionneur est triviale.

2.4.2.3. Réglage du filtre sur un modèle simplifié

Pour régler le filtre, en particulier les valeurs des matrices $\boldsymbol{R}$ et $\boldsymbol{Q}$, un modèle simplifié implémenté uniquement sous Simulink est utilisé pour déterminer rapidement un 1er jeu de valeurs pour $\boldsymbol{Q}$ et $\boldsymbol{R}$. Elles sont ensuite optimisées sur le modèle de co-simulation.

Le modèle simplifié est une implémentation sous Simulink de l'équation (33) soumise à une tension sinusoïdale. Pour simuler les bruits de mesure des capteurs, des signaux aléatoires sont superposés aux mesures. Pour régler les algorithmes, nous utilisons un modèle qui approxime la force de la membrane par une masse ajoutée à celle de l'actionneur et un coefficient d'amortissement visqueux. Ce choix est justifié dans la suite du manuscrit. Pour procéder aux réglages des estimateurs, $\boldsymbol{R}$ est égale à la variance du bruit de mesure de la position, i.e. $\boldsymbol{R} = 10^{-12}$ (cette valeur est obtenue par un traitement statistique sur les mesures du capteur de position). Par itération, on observe que le réglage de la matrice $\boldsymbol{Q}$ est un compromis entre la rapidité de convergence de l'estimé vers la valeur réelle et la sensibilité au bruit. Par essais successifs, on choisit $\boldsymbol{Q}$ de la manière suivante : $q_1 = 10^{-6}$ car on accorde une grande confiance à la mesure de position par rapport au modèle, q_3 sert de variable d'ajustement pour réaliser le compromis bruit/convergence. q_2 ne semble pas avoir d'influence particulière sur la vitesse de convergence. Comme montré Figure 2.21, le filtre est capable de converger vers les valeurs réelles de la force. En particulier, on note que l'estimation de la position est égale à la mesure, ce qui est normal, car les covariances des bruits associées sont très faibles. L'estimée de la vitesse est un bon indicateur de la convergence du filtre. En effet, si la valeur de q_3 est trop faible (comme $q_3 = 1$ dans la Figure 2.21), l'estimée de vitesse est en retard par rapport à la vitesse réelle. L'estimation de la force accuse elle aussi un retard par rapport à la force réelle. Comme il n'est pas possible de mesurer expérimentalement la force de la membrane sur un prototype implantable de la pompe, l'absence de retard dans l'estimée de vitesse indiquera que la filtre est correctement réglé.

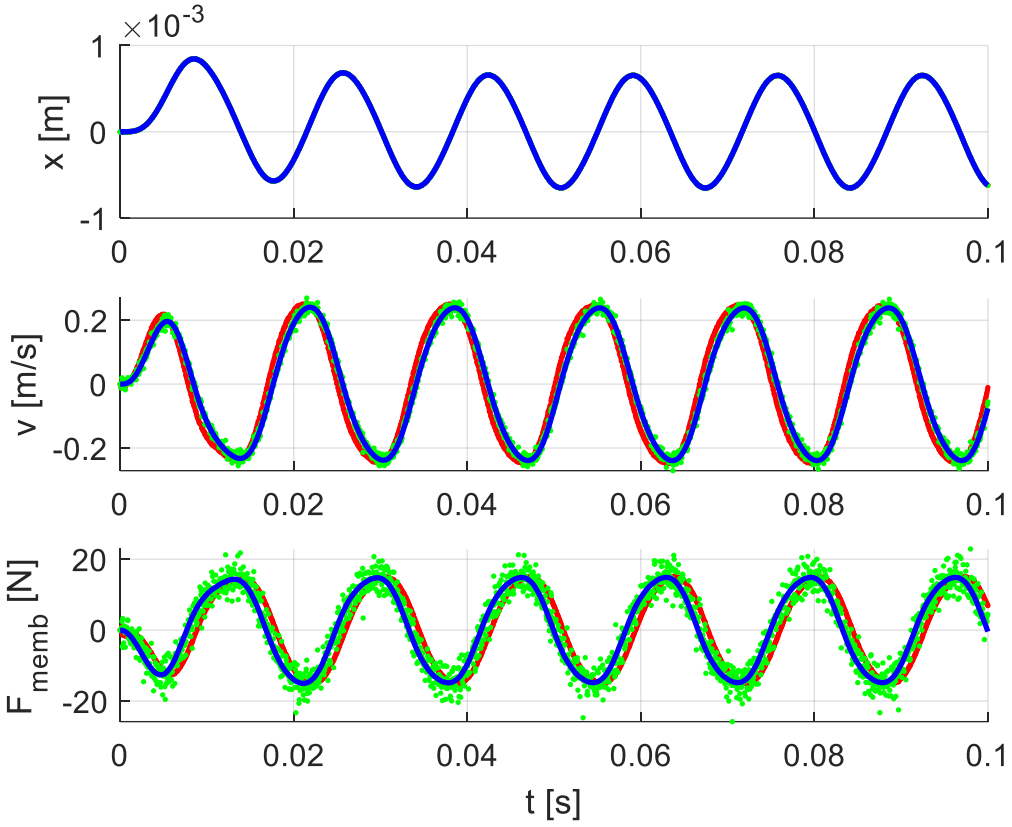


Figure 2.21: Résultats de réglage de l'estimateur de force. En bleu le signal réel, en rouge le signal estimé pour $q_3 = 1$, en vert le signal estimé pour $q_3 = 1000$

2.4.2.4. Vérification du filtre sur la co-simulation

Avant d'utiliser les filtres sur les données expérimentales de pompe, on procède à une vérification via une co-simulation. L'intérêt de cette étape est de vérifier le fonctionnement des filtres sur le système soumis à une force, a priori inconnue, mais calculable a posteriori via l'équation (48). Un exemple des estimations est montré dans la Figure 2.22. A $t = 0$, le système est au repos. Au cours du temps, celui-ci est soumis à une tension sinusoïdale, et une différence de pression constante. Le bon fonctionnement de l'estimateur est montré pour toute la plage d'utilisation de la pompe. Même si la force exercée par le fluide sur la membrane présente plusieurs harmoniques au-delà de la fréquence fondamentale d'oscillation, l'estimée de la force converge vers le signal réel. Les limites de l'algorithme sont sa bande passante et les bornes du modèle de l'actionneur.

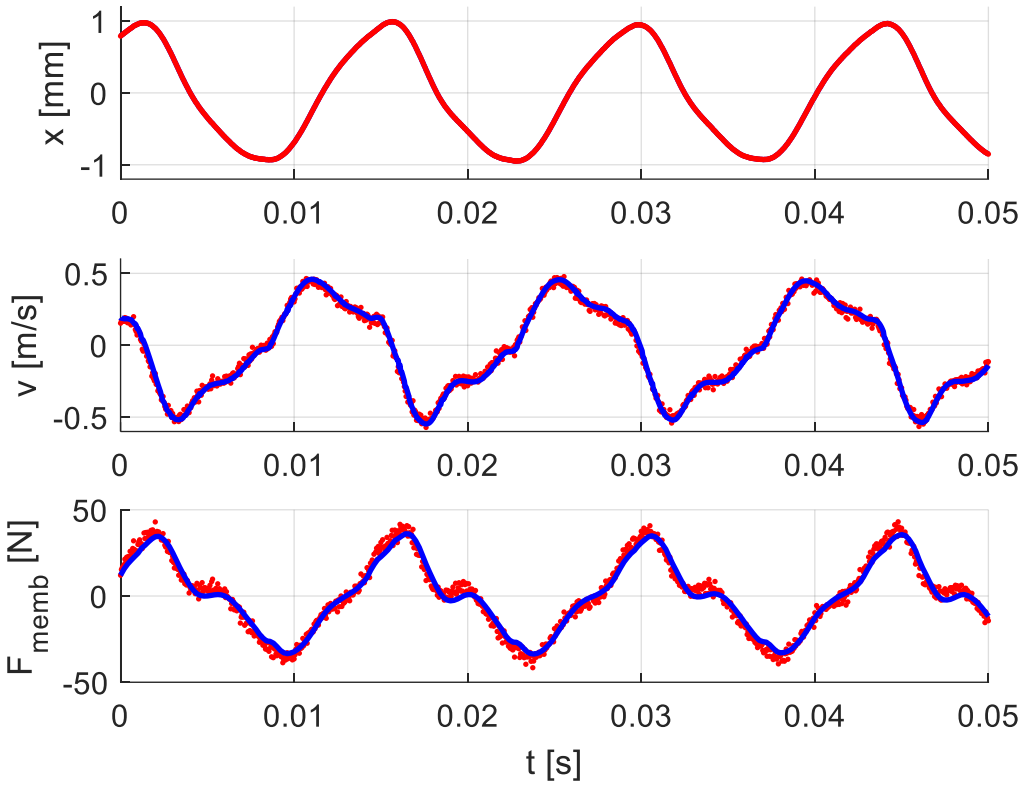


Figure 2.22: estimation de la force de la membrane par l'estimateur de force sur une co-simulation de la pompe. En bleu, les signaux réels. En rouge les signaux estimés. $q_3 = 100$

2.5. Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre nous avons présenté une méthode permettant de modéliser et simuler la pompe à membrane ondulante. Celle-ci est composée d'un modèle électromécanique de l'actionneur et d'un modèle éléments finis d'interaction fluide structure de la tête de pompe. Une procédure de communication permet de co-simuler les deux modèles.

A partir de simulations magnétostatiques de l'actionneur qui permettent le calcul de la co-énergie et de la force magnétique de l'actionneur, nous construisons un modèle réduit de l'actionneur via un bilan d'énergie. Cette méthode de réduction de modèle permet de préserver les avantages de la simulation EF comme la représentation des non-linéarités de l'actionneur qui sont liées à sa forme géométrique et aux propriétés des matériaux magnétiques. Ces non-linéarités dépendent de la position et du courant de l'actionneur. Une méthode d'identification de ce modèle par les moindres carrés récursifs est mise en place.

Le modèle éléments finis de la tête de pompe permet de simuler le transfert de puissance entre la membrane et le fluide. Malgré un nombre restreint d'éléments, le modèle est complexe car il fait intervenir simultanément deux physiques couplées, une déformation du maillage et un modèle de contact. Le réglage de la simulation est une procédure délicate, et le temps de simulation est conséquent (plusieurs heures de calculs pour $1/10^{\text{ème}}$ de seconde simulée).

La co-simulation est la clef de voute qui permet de simuler la pompe dans son ensemble. Celle-ci est réalisée en échangeant la force générée par l'actionneur (Matlab/Simulink), la position et la vitesse de la membrane (COMSOL), et en synchronisant les solveurs temporels des deux logiciels. Nous avons présenté une $1^{\text{ère}}$ application de la co-simulation en l'utilisant pour développer un estimateur de force de la membrane. L'intérêt principal de cet outil est de prédire les performances de la pompe. Dans le chapitre suivant, nous évaluerons les lois de commande grâce à celui-ci. Ainsi, l'actionneur, la tête de pompe et le schéma de contrôle seront évalués conjointement par une co-simulation.

3. *Commande de la pompe*

Ce chapitre présente les deux algorithmes de commande développés au cours de nos travaux pour piloter les oscillations de la pompe. Le premier algorithme est une commande linéaire quadratique couplée à un feedforward basé sur un modèle inverse de la pompe et un filtre de Kalman étendu. Celui-ci estime en temps réel un modèle de la force de la membrane. Le second algorithme est construit autour d'un estimateur de la position de l'actionneur. Celui-ci estime la position à l'aide de mesures de courant et tension électrique et du modèle électromécanique de l'actionneur. Pour chaque algorithme nous effectuons une vérification numérique de leur fonctionnement.

3. Commande de la pompe 69
3.1. Introduction du chapitre 70
3.2. Commande LQR de la pompe avec observateur de Kalman 72
3.2.1. Feedforward 72
3.2.2. Filtre de Kalman étendue pour estimer la force de la membrane 73
3.2.3. Régulateur LQR 77
3.2.4. Résultats de simulation (co-simulation) 79
3.3. Commande sans capteur 83
3.3.1. Principe de fonctionnement 84
3.3.2. Résultats de simulations 93
3.4. Conclusion du chapitre 97

3.1. Introduction du chapitre

La synthèse d'une loi de commande tient une place centrale dans le développement d'un appareil mécatronique. Non seulement celle-ci permet de piloter automatiquement, de manière répétable et en toute sécurité le transfert de puissance au sein du système, mais aussi de faire avancer le développement de l'appareil lui-même. En effet, de la même façon qu'un choix d'actionneur (taille, choix technologique) contraint le choix de la commande (linéaire, non linéaire, temps de réponse), un choix sur la commande peut avoir des répercussions sur le design mécanique comme par exemple l'intégration de capteurs. De plus, lorsque l'on évalue les performances d'un système mécatronique, celui-ci est asservi, et la commande est évaluée en même temps que le système.

Nous avons vu dans le chapitre d'introduction que le fonctionnement actuel de la pompe en boucle ouverte n'est pas satisfaisant. En effet, la méthode de pilotage de la pompe consiste à imposer une amplitude de tension à une fréquence donnée aux bornes de l'actionneur. Aucun système de rétrocontrôle n'intervient dans ce pilotage en boucle ouverte. Les points d'opération utiles de la pompe sont alors limités aux basses fréquences car le fonctionnement de la pompe n'est alors pas trop impacté par les changements de pression et de débit. Cette limite doit aussi prendre en compte l'usure progressive de la pompe et la variabilité du sang. De plus aucun système n'est mis en place pour estimer ou mesurer le débit de la pompe.

C'est pour lever ces limites que nous mettons en place une stratégie de commande de la pompe. L'objectif peut se résumer brièvement à faire osciller la fixation de la membrane à une amplitude et une fréquence données. En effet la trajectoire de référence que la fixation de membrane doit suivre est un sinus d'amplitude $1\,mm$ pour une fréquence entre $40\,Hz$ et $100\,Hz$. Les difficultés rencontrées pour implémenter cette commande sont :

- La taille de l'actionneur est faible par rapport à son application. En effet, la pompe doit être implantée chirurgicalement dans la cage thoracique d'un être humain. Un faible encombrement permet de faciliter l'installation de la pompe et de limiter les complications médicales (pression sur les organes). Cela veut dire que la puissance disponible pour piloter la pompe est faible, et que l'actionneur présente des non linéarités. De plus, cela rend complexe l'installation de capteurs dans la pompe car peu de place est disponible pour ceux-ci.

- Comme la pompe est implantable, les capteurs utilisés doivent également être implantables, et respecter les normes de qualités européennes et américaines, comme l'ISO 14708. Cette contrainte limite drastiquement l'éventail des solutions disponibles.
- La dynamique de la membrane (et du système) dépend des conditions d'écoulement (le cœur continue à battre au côté de la pompe) et des propriétés physiques du fluide. Le contrôleur doit pouvoir s'adapter à ces changements. De plus, il n'existe à notre connaissance aucun modèle de force de la membrane sur lequel nous appuyer pour développer le contrôleur.

Comme il n'existe pas à notre connaissance d'état de l'art concernant la commande de pompes à membrane ondulante, nous proposons de développer les premières stratégies de contrôle de cette technologie. La commande doit permettre d'évaluer les performances des prototypes réalisés (puissance maximale délivrée, rendement, durabilité, nombre de capteurs, etc) lors d'un test standard. De plus, celle-ci servira de base de comparaison pour l'évaluation d'autres contrôleurs.

Nous présentons une commande linéaire quadratique (LQ) couplée à un feedforward adaptatif, ainsi qu'une loi de commande permettant de se passer de capteur de position. L'objectif que nous nous fixons pour la commande LQ est de suivre une trajectoire de référence $x_d = S_d \, sin\,(2\pi f(t))$ avec $S_d \leq 1mm$ et $40\ Hz \leq f \leq 100\ Hz$, et une erreur $e = x_d - x$ maximale inférieur à $0.1\ mm$. Nous jugeons que cette valeur permet d'éviter d'endommager la membrane ainsi que les ressorts de la pompe, et de garantir un transfert de puissance suffisant. La structure du contrôleur est faite :

- D'un correcteur par retour d'état calculé par la méthode LQR.
- D'un feedforward calculé en inversant le modèle représenté par l'équation (33). Ce feedforward suppose un modèle sur la force de la membrane qui est estimé par un EKF.
- D'un filtre de Kalman étendu permettant d'estimer le vecteur d'état ainsi que les paramètres du modèle de force utilisé dans le feedforward. Ce modèle de force est une simplification de la force de la membrane.

L'objectif de la commande sans capteur est de diminuer l'encombrement de la pompe en supprimant le besoin de mesurer la position de la fixation de membrane pour imposer sa course. Le gain d'espace se situe au niveau de la pompe, mais aussi dans le câble électrique reliant la pompe au contrôleur externe, car celui contient les fils électriques de la chaine de puissance et de la chaine de mesure. Un capteur communicant par protocole I^2C nécessite 4 fils

(Alimentation, SDA, SCL et masse), sans compter une redondance nécessaire en cas de défaillance d'un conducteur. Avec cette commande, le capteur est remplacé par un estimateur de position, qui repose sur les mesures du courant et de la tension de l'actionneur, et le modèle de l'actionneur.

3.2. Commande LQ de la pompe avec observateur de Kalman

3.2.1. Feedforward

Il est connu qu'une rétroaction seule n'est pas suffisante pour suivre une trajectoire dynamique. L'avantage de la combiner à un feedforward est de pouvoir anticiper la tension nécessaire au suivi de trajectoire. Ainsi le rôle du feedback se réduit à compenser les erreurs de modèle et les perturbations. Nous montrons qu'il est possible de formuler une trajectoire de référence $X_d = [x_d\ \dot{x}_d\ I_d\ ]^T$ ainsi qu'une tension de feedforward V_{ff} monnayant une trajectoire prescrite x_d dérivable trois fois et une force de membrane dérivable. Dans le développement suivant, on suppose la force de la membrane connue. Nous avons vu que celle peut être estimée au dans la section 2.4.2.2. Nous proposerons une seconde méthode dans la section 3.2.2.

Comme mentionné plus haut, si S_d et f_d sont l'amplitude et la fréquence d'oscillation désirées, la position de référence x_d s'écrit :

$$x_d(t) = A_d(t)\ sin\left(2\pi\varphi_d(t)\right) \tag{55}$$

avec A_d et φ_d qui convergent asymptotiquement vers S_d et f_d respectivement. Il vient naturellement que x_d est dérivable trois fois si A_d et φ_d le sont aussi. Pour cela il est possible d'utiliser la fonction de transfert

$$H(p) = \frac{k^3}{(p+k)^3} \tag{56}$$

avec $k > 0$ et définir A_d et φ_d tels que :

$$A_d(p) = H(p)S_d \tag{57}$$

$$\varphi_d(t) = \int H(p)f_d \tag{58}$$

En reprenant le système d'équations (33) on peut exprimer la force magnétique désirée

$$F_{mag_d} = m\ddot{x}_d - F_r(x_d) - F_{memb}(t) \tag{59}$$

Les simulations numériques (Figure 2.7) montrent que la carte de force magnétique F_{mag}: $R^2 \rightarrow R$ est un difféomorphisme. Il existe alors pour tout $\left(x_d, F_{mag_d}\right)$ un unique I_d tel que :

$$I_d = F_{mag}^{-1}\left(x_d, F_{mag_d}\right) \tag{60}$$

Comme F_{mag_d} et I_d sont dérivables on déduit immédiatement la tension de feedforward :

$$V_{ff} = RI_d + E(x_d, I_d)\dot{x}_d + L(x_d, I_d)\dot{I}_d \tag{61}$$

3.2.2. Filtre de Kalman étendu pour estimer la force de la membrane

L'estimateur de force présenté dans la section 2.4.2.2 pourrait être utilisé tel quel dans la boucle d'asservissement. L'estimation serait alors intégrée dans le modèle inverse du feedforward. Cette méthode est d'ailleurs utilisée dans la boucle d'asservissement de la pompe cardiaque Torvad [49]. Pour cette pompe, l'estimation de la force du fluide sur les parties mobiles est directement liée à la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe, car celle-ci est assimilable à un vérin hydraulique. Cet estimateur a alors une double fonction : l'asservissement du moteur et l'estimation d'une grandeur hydraulique nécessaire pour synchroniser la pompe au cœur. Dans notre cas, il n'existe pas de lien direct entre la force de la membrane, le débit et la pression de la pompe. Nous avons cependant remarqué que la dynamique de la pompe est sensible aux changements de pression et débit. Ce constat nous pousse à proposer un modèle paramétrique de la force de la membrane et d'estimer ses paramètres via un EKF. Nous verrons si les variations de ces paramètres peuvent être liées aux variations du débit de la pompe.

Pour des solides immergés dans un fluide, les forces fluides peuvent s'exprimer comme la somme de forces de frottements visqueuses et de l'effet d'inertie d'une masse ajoutée. Cette masse ajoutée correspond à la masse de fluide déplacée par la solide. Des revues de travaux sur ce sujet ont déjà été publiées dans [89] et [90]. Ce modèle de force est utilisé dans l'analyse des vibrations de barres de combustible nucléaire [91], mais aussi dans l'étude de corps souples qui se déforment dans un fluide [92]–[95]. Nous proposons donc d'utiliser cette décomposition de la force du fluide sur la structure et de vérifier sa validité. En introduisant m_a et μ_a respectivement la masse ajoutée et un coefficient d'amortissement visqueux, la force de la membrane simplifiée s'écrit :

$$F_{memb}(t) = -m_a(t)\ddot{x} - \mu_a(t)\dot{x} \tag{62}$$

La structure de cet estimateur et la procédure d'estimation est la même que dans la section 2.4.2. Les équations (33) et (62) permettent de former l'équation d'état augmentée du système avec $\boldsymbol{X} = [x\ \dot{x}\ \mu_a\ m_a\ ]^T$:

$$\dot{\boldsymbol{X}} = \left[\dot{x}\ \frac{F_a(x,I) + \mu_a}{m + m_a}\ 0\ 0\right]^T = \boldsymbol{f}(\boldsymbol{X}, I) \tag{63}$$

Les variations dans le temps de μ_a et m_a sont inconnues. Nous supposons alors une variation lente de ces deux paramètres : $\dot{\mu}_a = 0$ et $\dot{m}_a = 0$. Pour éviter le cas $\widehat{m}_a = -m$ qui est une singularité, on modifie l'étape de filtrage pour éviter cette situation en imposant $\widehat{m}_a \geq \varepsilon - m$, où ε est un réel positif. Pour régler et évaluer le filtre, on propose d'utiliser un modèle simplifié et la co-simulation avant implémentation sur le prototype de pompe.

Le modèle numérique utilisé pour vérifier le fonctionnement et régler le filtre est l'équation (33), à laquelle on ajoute le modèle de force avec l'équation (62). Les valeurs de m_a et μ_a sont choisies telles que:

$$\mathrm{m_a} = 0.05 + 0.08\sin(2\pi 10t)\,, \mu_a = 60 + 30\sin\,(2\pi 10t + \frac{\pi}{4}) \tag{64}$$

Ces deux grandeurs sont définies comme variables dans le temps puisqu'elles sont susceptibles de varier selon l'écoulement. On choisit $R = 10^{-12}, q_1 = 10^{-6}$. q_3 et q_4 sont ajustés pour garantir le compromis bruit/ vitesse de convergence. De même que pour le premier filtre, q_2 n'a pas d'effets visibles sur les performances.

Les résultats montrent également que le filtre peut converger vers les valeurs réelles du système modélisé, et la vitesse de convergence du filtre est réglée via q_3 et q_4. La vitesse estimée est toujours un bon indicateur de convergence. En effet, pour des valeurs faibles de q_3 et q_4, les estimations de masse ajoutée et des frottements visqueux sont en retard par rapport aux signaux réels comme montré à la Figure 3.1. Pour des valeurs grandes, on observe une oscillation périodique du coefficient de friction et de la masse ajoutée autour des valeurs réelles. La fréquence de ces oscillations est le double de celle de la position. De plus, les valeurs propres de la matrice *P* ne sont pas strictement décroissantes et oscillent également autour de valeurs moyennes. L'augmentation des valeurs propres de $\boldsymbol{P}$ se produit lorsque la vitesse ou l'accélération du système devient faible. Durant ces instants, l'excitation du système est trop faible pour permettre au filtre de converger.

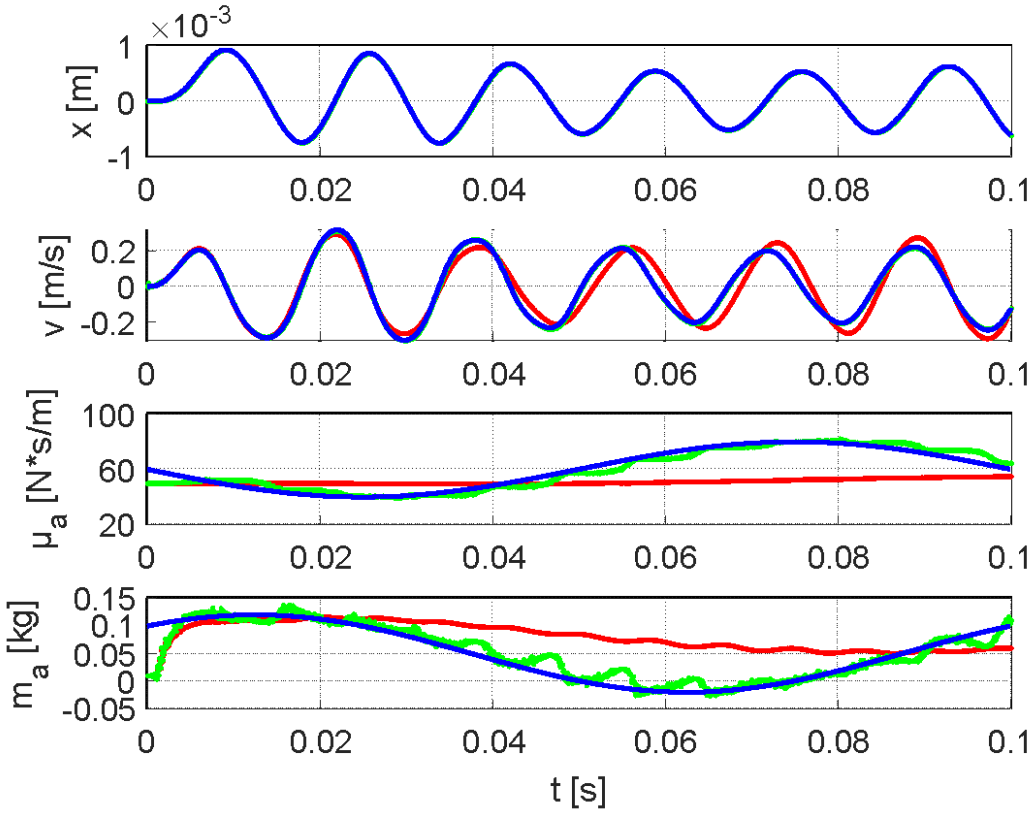


Figure 3.1 : Résultats de réglage de l'EKF. En bleu les signaux réels, en rouge les signaux estimés pour $q_3 = 10$ et $q_4 = 10^{-3}$, en vert les signaux estimés pour $q_3 = 10^5$ et $q_4 = 10$

Une fois que la stabilité et la convergence sont vérifiées sur le modèle réduit et entièrement connu, on optimise le filtre avec la co-simulation. Dans ce cas, il n'est pas possible de comparer le filtre avec des paramètres m_a *et* μ_a connus ou calculés par le logiciel de simulation EF. Nous utilisons alors l'erreur d'estimation de vitesse pour juger des performances de l'estimateur. Deux exemples de résultats sont proposés aux figures Figure 3.2 et Figure 3.3. Avec le réglage proposé de l'EKF ($q_3 = 10^5$ et $q_4 = 10$), le filtre est capable d'estimer des valeurs de $\hat{m}_a$ et $\hat{\mu}_a$, et l'erreur de vitesse est faible (inférieure à 5 %). Les grandeurs estimées varient autour d'une moyenne. On remarque cependant une erreur de vitesse qui indique que le filtre ne peut estimer les harmoniques hautes fréquences de la vitesse (Figure 3.2). Il est possible de capturer ces harmoniques en ajustement la matrice Q. La Figure 3.3 montre l'estimation de l'état pour $q_3 = 10^5$ et $q_4 = 100$. Avec ce réglage, l'erreur d'estimation de vitesse est visiblement réduite. Cependant, on observe des variations importantes de $\hat{m}_a$ et $\hat{\mu}_a$. En particulier, la masse ajoutée estimée présente de variations allant jusqu'à $0.4\ kg$ en $1\ ms$. Ces variations semblent ne pas

être réalistes. On en déduit que la membrane présente deux dynamiques : l'une se décrit comme la somme d'une masse ajoutée et d'un amortissement visqueux variant lentement par rapport à la fréquence d'oscillation de la pompe. La seconde est une dynamique rapide qui n'est pas descriptible par le modèle de force de la membrane proposé.

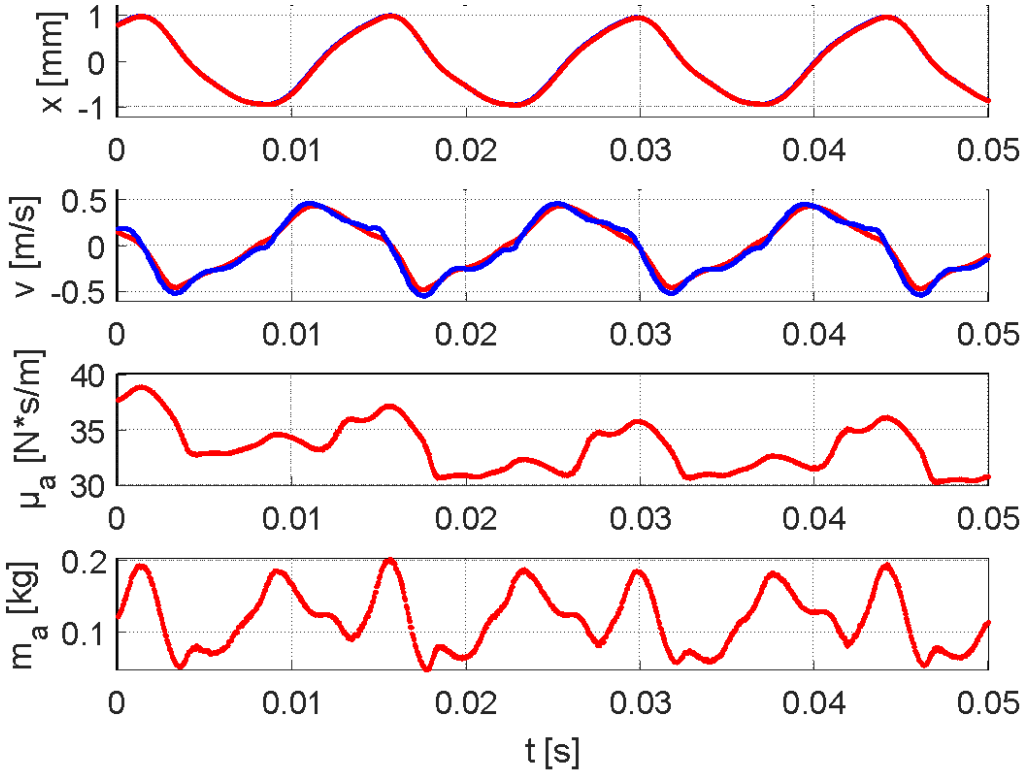


Figure 3.2 : estimation de la force de la membrane par l'EKF sur une co-simulation de la pompe. En bleu les signaux réels. En rouge les signaux estimés pour $q_3 = 10^5$ *et* $q_4 = 10$

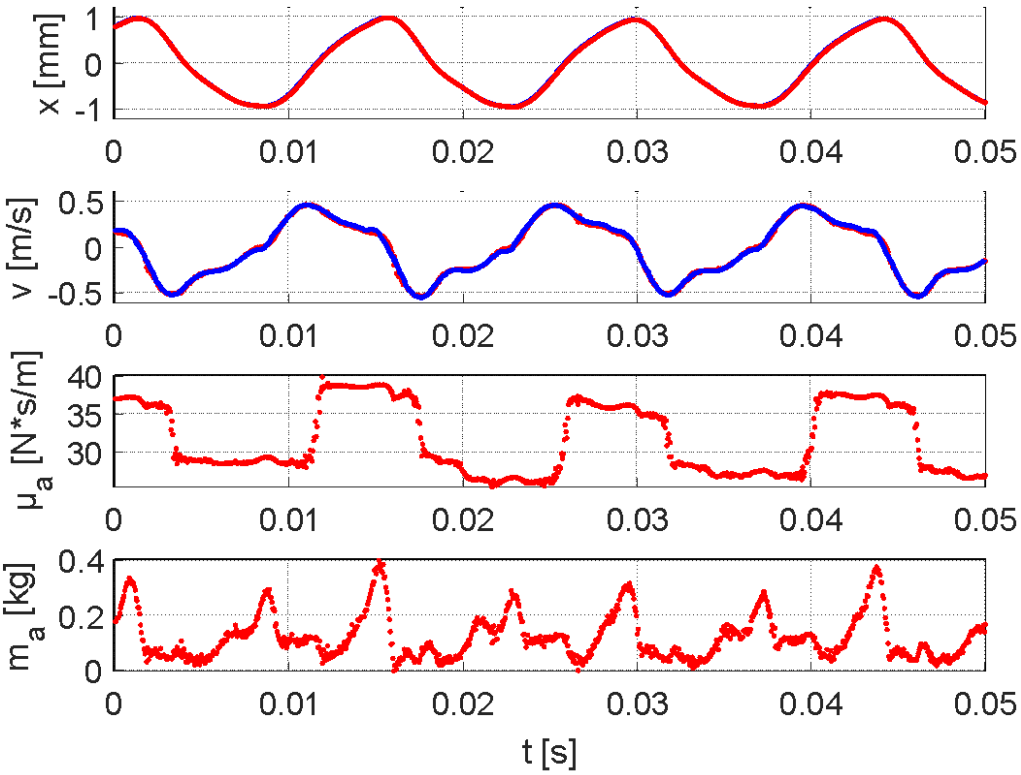


Figure 3.3 : estimation de la force de la membrane par l'EKF sur une co-simulation de la pompe. En bleu les signaux réels. En rouge les signaux estimés pour $q_3 = 10^5$ et $q_4 = 100$

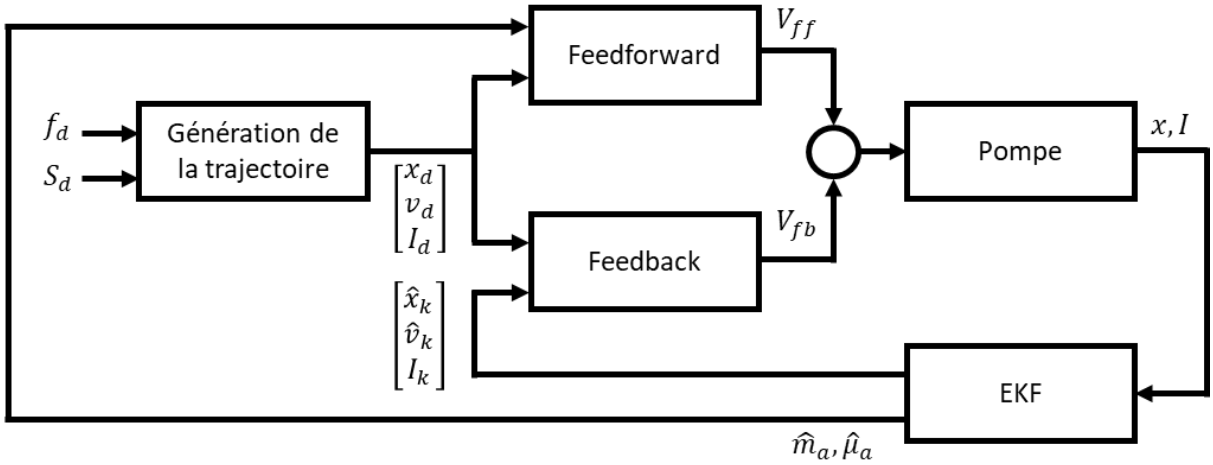


Figure 3.4 : schéma du contrôleur LQR de la pompe

3.2.3. Régulateur LQ

Il existe de nombreuses méthodes pour réaliser l'asservissement d'un système. Une de ces approches est la régulation linéaire quadratique (LQ). Le modèle linéaire à paramètres variables développé dans le chapitre précédent et complété par la simplification de la force de la membrane (équation (62)) est utilisable pour réaliser ce type de commande. De plus, les

commandes par retour d'état présentent en général de meilleurs performances que les PID. En effet, si toutes les variables d'état du système sont mesurables (ou observables), et que le modèle est connu, par définition la commande LQ permet d'obtenir la loi de commande optimale pour minimiser la fonction de coût de l'erreur de suivi et de l'effort du contrôleur. Le réglage de ce contrôleur est plus intuitif qu'un réglage par placement de pôles, car il est réalisé en attribuant un poids à chaque variable d'état et entrée. L'implémentation de ce type de commande est également relativement simple dans un petit microcontrôleur ou un FPGA, comparé à une commande de type H_∞.

La première étape du développement d'un contrôleur LQ est de définir la fonction de coût à minimiser. Notre objectif est de suivre la trajectoire X_d que nous avons défini précédemment. En posant l'erreur de suivi $e = X_d - X$, la fonction à minimiser s'écrit :

$$\boldsymbol{J} = \int_0^\infty (\boldsymbol{e}^T \boldsymbol{Q} \boldsymbol{e} + V^2 R) dt \tag{65}$$

Où Q et R sont les matrices de pondération respectivement de l'erreur de suivi et de l'effort du contrôleur. Celles-ci doivent être symétriques définies positives. En pratique on choisit une matrice diagonale pour Q, et R est un réel positif. La dynamique du système est décrite par les matrices A et B qui s'obtiennent via le système d'équations (33) et l'équation (62):

$$\dot{\boldsymbol{e}} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{e} + \boldsymbol{B}V \tag{66}$$

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ \frac{-K_r}{m+m_a} & \frac{-\mu_a}{m+m_a} & \frac{E}{m+m_a} \\ 0 & -\frac{E}{L} & -\frac{R}{L} \end{bmatrix}, \boldsymbol{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{L} \end{bmatrix} \tag{67}$$

La tension du système en boucle fermée est donnée par :

$$V = -\boldsymbol{K}\boldsymbol{e} \tag{68}$$

que l'on déduit de la solution S de l'équation de Riccati associée au système :

$$\boldsymbol{A^T S} + \boldsymbol{S A} - \boldsymbol{S B} R^{-1} \boldsymbol{B^T S} + \boldsymbol{Q} = 0 \tag{69}$$

$$\boldsymbol{K} = R^{-1} \boldsymbol{B^T S} \tag{70}$$

Pour calculer la matrice de gain $\boldsymbol{K}$, nous devons spécifier les matrices de poids $\boldsymbol{Q} = diag(q_1, q_2, q_3)$ et R. Pour cela il est possible de procéder de manière itérative, en prenant

comme choix initial l'inverse du carré de l'erreur maximale admissible et la tension maximale allouée à la correction de l'erreur. On écrira alors $q_i = \left(1/e_{i_{max}}\right)^2$, et $R = \left(\frac{1}{V_{max}}\right)^2$. Nous avons spécifié une erreur de suivi maximale de $0.1mm$. L'erreur de vitesse, qui ne fait pas partie de nos spécifications peut être fixée à $0.1\ m/s$. L'erreur maximale de trajectoire vis-à-vis du courant doit être suffisamment large pour rendre possible des variations de forces suffisantes pour corriger l'erreur de position. On la fixe donc à $2\ A$. Pour corriger ces erreurs, on propose d'allouer une tension maximale de $10\ V$ en première approche.

3.2.4. Résultats de simulation (co-simulation)

Pour vérifier numériquement le fonctionnement de notre schéma de commande, nous utilisons le modèle complet de la pompe que nous avons développé dans le chapitre 2. Pour simuler un point de fonctionnement de la pompe, il suffit de spécifier S_d, f_d et la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe ΔP. Nos essais montrent que la simulation converge vers un régime stationnaire (i.e. le débit de la pompe oscille périodiquement autour d'une valeur moyenne) en $0.1\ s$. Le temps de calcul pour effectuer une simulation est de plusieurs heures. Par volonté de concision, nous présentons trois résultats qui sont représentatifs des simulations effectuées : un point de fonctionnement nominal de la pompe, une transition fréquence basse vers fréquence haute et une variation de pression au cours du temps. Ces trois cas peuvent être reproduits expérimentalement.

3.2.4.1. Point de fonctionnement nominal

La Figure 3.5 montre les résultats de simulation pour $S_d = 0.9\ mm$, $f_d = 50\ Hz$ et ΔP constant, du démarrage de la pompe jusqu'à la fin du régime transitoire. Le schéma de commande est capable d'imposer le mouvement de l'actionneur avec une précision suffisante en régime stationnaire ($e < 0.1mm$) pour un courant et une tension inférieures au cahier des charges ($30\ V$ et $3\ A$). L'erreur de suivi dépasse le cahier des charges au démarrage de la pompe, mais ce cas n'arrivera jamais en pratique. En effet, dans la simulation, la différence de pression est appliquée dès $t = 0$, ce qui provoque un débit négatif au démarrage de la pompe qui perturbe le mouvement. Ce cas ne se produira jamais en réalité car la pompe sera démarrée puis progressivement mise en charge. Le filtre de Kalman permet d'estimer des grandeurs de m_a et μ_a qui se stabilisent autour de valeurs moyennes en même temps que le débit. L'erreur d'estimation de la vitesse maximale est de $0.04\ m.s^{-1}$ en régime établi soit 14 % de la vitesse

maximale. Le filtre n'est pas capable d'estimer les harmoniques hautes fréquences de la force de la membrane, mais le comportement de la pompe en boucle fermée est satisfaisant.

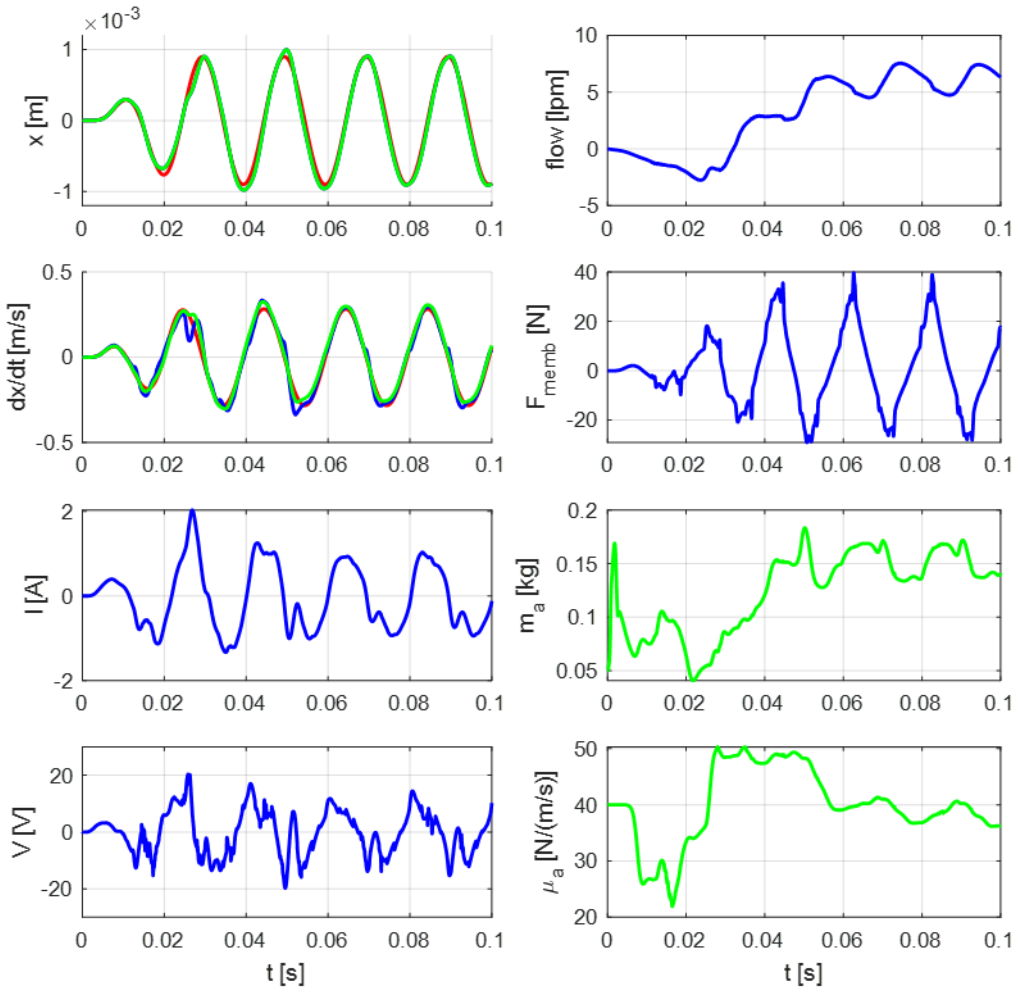


Figure 3.5 : Résultats de simulation de la commande LQ pour $S_d = 0.9\ mm$, $f_d = 50\ Hz$.. En rouge : la trajectoire de référence ; en bleu : les signaux réels ; en vert : les signaux estimés

3.2.4.2. Transition entre deux points d'opérations de la pompe

Un exemple de transition entre un point de fonctionnement bas et un point de fonctionnement haut de la pompe est montré à la Figure 3.6. La pompe démarre à une fréquence de $40\ Hz$, puis change de fréquence à $t = 0.1\ s$ pour arriver à une fréquence de $70\ Hz$. Le temps de transition entre ces deux fréquences est réglé avec le pôle triple du filtre de l'équation (56). Durant la simulation la transition dure $0.01\ s$. Durant celle-ci, nous ne constatons pas d'appel de puissance électrique anormal. De même l'erreur de suivi reste inférieure à la limite imposée par le cahier des charges avant, pendant et après la transition. Le contrôleur est donc capable d'assurer un changement de point d'opération en $0.01\ s$, ce qui est une des conditions pour

utiliser la pompe en mode pulsatif. Les autres conditions sont la vitesse de montée du débit (ici 0.04 s) et l'absence de sur-contrainte dans la membrane au moment de la transition.

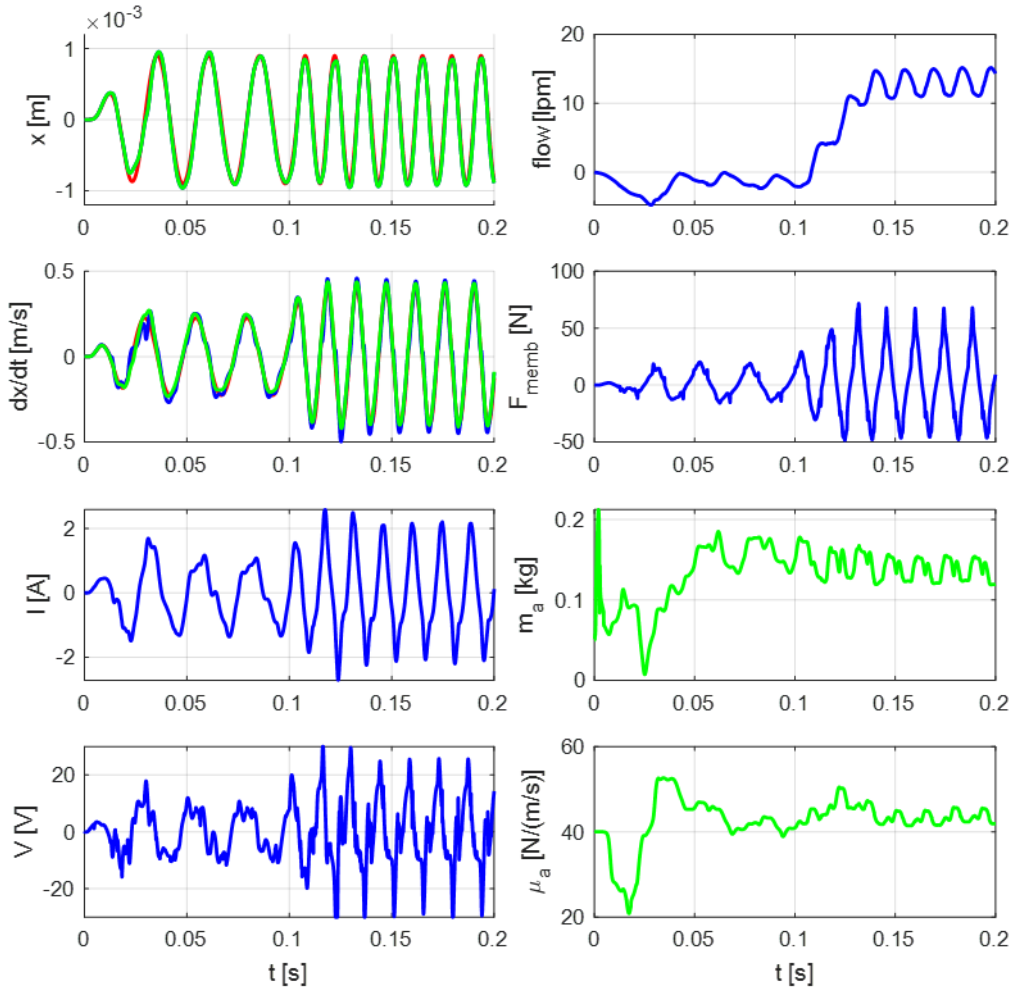


Figure 3.6 : Résultats de simulation de la commande LQ Lors d'une transition entre $f_d = 40\ Hz$ et $f_d = 70\ Hz$.. En rouge : la trajectoire de référence ; en bleu : les signaux réels ; en vert : les signaux estimés

3.2.4.3. Changement de la pression de la pompe

Le dernier résultat numérique que nous présentons montre le comportement de la pompe lors de changement de pression (Figure 3.7). La pompe démarre à une pression faible. A $t = 0.1\ s$, la pression est augmentée une première fois, et à $t = 0.2\ s$ celle-ci est de nouveau changée pour faire en sorte que le débit de la pompe soit négatif. La loi de commande n'est pas mise en défaut par les changements de pressions successifs ($e < 0.1\ mm$). De plus, les estimées de m_a et μ_a diminuent avec le débit. Cet effet est particulièrement visible entre $t = 0.2\ s$ et $t = 0.3\ s$. Cette

variation est encourageante : c'est le premier indice qu'au moins une de ces grandeurs peut être utilisée pour estimer le débit et la pression de la pompe.

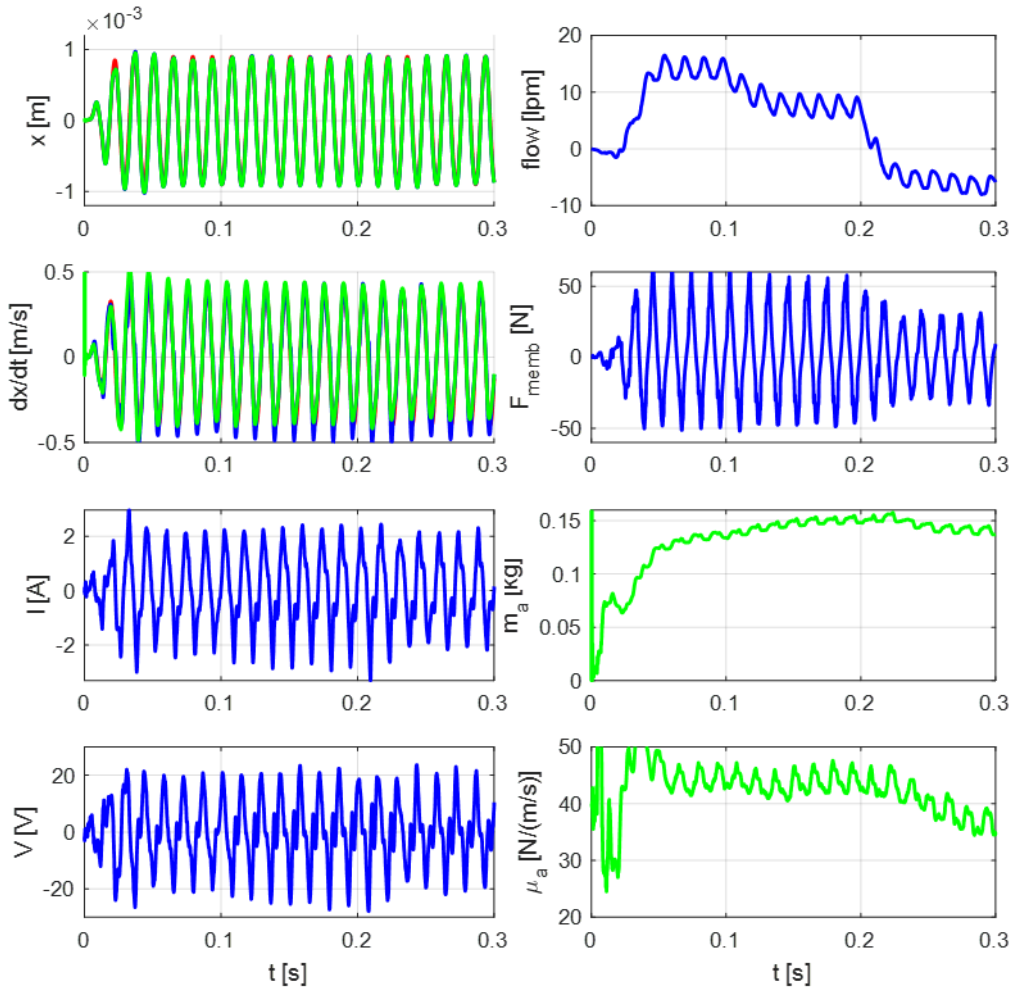


Figure 3.7 : Résultats de simulation de la commande LQ Lors de changements de pression (à 0.1s et 0.2s). En rouge : la trajectoire de référence ; en bleu : les signaux réels ; en vert : les signaux estimés

Remarques sur les simulations :

- De petites discontinuités de la force de la membrane sont visibles sur la Figure 3.5, la Figure 3.6 et la Figure 3.7. Celles-ci sont dues aux erreurs causées lors du remaillage automatique de COMSOL.
- La conception et l'évaluation de lois de commande n'est pas la seule application de la co-simulation. Celle-ci peut être utilisée pour calculer le rendement global de la pompe et de chacun des sous-systèmes, et évaluer l'impact de changements de la géométrie et des matériaux sur les performances du système lors d'une rétro-conception. Pour des

raisons de confidentialités, ces résultats et les grandeurs permettant de les calculer ne sont pas inclus dans ce manuscrit.

3.3. Commande sans capteur

Nous avons présenté une méthode d'asservissement de la position de la fixation de la membrane dans le chapitre précédent. L'utilisation de la masse ajoutée et du coefficient d'amortissement visqueux comme indicateurs de débit et pression doit permettre de détecter la contraction cardiaque et donc de se passer de capteur de type électrocardiogramme. Cependant cette méthode requière l'utilisation d'un capteur de position.

Il existe des méthodes "sans capteur" pour asservir la vitesse des moteurs électriques (sensorless control en anglais). Ces méthodes permettent de réduire le coût et l'encombrement des moteurs, ou de travailler dans des environnements hostiles à la mise en place de capteurs (rayonnements ionisants, températures élevées). Ces méthodes reposent sur la mesure de la tension et du courant, ainsi que les propriétés électromécaniques des moteurs et de l'électronique de puissance pour estimer la position et la vitesse du rotor. Ces méthodes font l'objet d'une littérature abondante. Sans être exhaustif, il est possible de détecter la force contre électromotrice du moteur pour estimer la position du rotor [96]–[98], de détecter la conduction des diodes de roue libre de l'électronique de puissance [99], ou d'intégrer la force contre électromotrice [100], [101]. Un état de l'art récent des différentes approches étudiées est présenté dans [102].

Les actionneurs linéaires connaissent un développement similaire. Pour les solénoïdes fonctionnant à basse vitesse (la force contre électromotrice est alors négligeable) et alimentés par une source à découpage (comme un pont en H), il est possible d'estimer la position de la partie mobile en estimant l'inductance à partir des fluctuations hautes fréquences du courant qui sont créées par l'alimentation [103]. Plus récemment des techniques reposant sur des observateurs sont présentées [104]–[108] qui permettent un fonctionnement à haute vitesse (la fem n'est plus négligeable). Pour des actionneurs dont l'utilisation est similaire à celui de la pompe à membrane ondulante, le développement de commande sans capteur est centré autour du développement d'estimateurs de vitesse à partir de la fem [109]. En effet, en reprenant l'équation (33) on peut exprimer la vitesse :

$$\frac{dx}{dt} = \left(V - RI - L\frac{dI}{dt}\right)/E \tag{71}$$

On voit alors que celle-ci ne s'exprime qu'à partir de la tension du courant et de sa dérivée, ce qui rend cette formule très attrayante, car elle ne fait pas appel à l'équation mécanique. Dans un cas où l'actionneur est linéaire (E et L sont constants sur toute la plage utile de l'actionneur), et à température constante (pas de variation de R) l'implémentation semble évidente. La vitesse est directement estimée puis intégrée en position.

En pratique, s'il est possible de dimensionner un actionneur pour garder E et L constants, les mesures de tension et courant sont bruitées et biaisées. Il existe une erreur d'estimation des paramètres de l'actionneur, et la température de l'enroulement augmente à partir du moment où un courant électrique passe à travers. L'estimateur de vitesse est biaisé et parasité par le bruit de mesure, en particulier celui amplifié par la dérivation du courant. Il ne peut pas être utilisé seul car la position estimée est alors sujette à une dérive. Lors de la conception d'une commande sans capteur pour un compresseur de réfrigérateur [110] propose un schéma d'observation qui permet d'estimer la vitesse de l'actionneur sans dériver la mesure de courant. La convergence est assurée pour un modèle linéaire. Pour limiter l'effet des biais de mesures un second observateur peut être mis en place. Celui-ci utilise également le courant comme entrée, et la vitesse estimée par le premier observateur comme mesure pour avoir une estimation plus précise de la vitesse et de la position. Celle-ci est alors rendue robuste aux biais de mesures et d'erreurs de modèles. Cette stratégie est suivie dans [111]–[115] pour un actionneur servant à ouvrir et fermer les valves d'admission et d'échappement d'un moteur thermique. Dans toutes ces études, l'inductance et la fem sont constantes. Nous avons vu que dans notre application cette hypothèse n'est pas valide car l'actionneur est sujet à des saturations. Il nous faut alors vérifier s'il est possible d'étendre le fonctionnement d'une commande sans capteur à un actionneur qui sature, et à quelles conditions.

3.3.1. Principe de fonctionnement

La structure de l'estimateur de position reprend celle à deux étages utilisés par l'état de l'art. Le premier étage estime la vitesse à partir de l'équation électrique. La vitesse estimée est utilisée comme mesure par le second étage qui est un observateur reposant sur l'équation mécanique.

3.3.1.1. Premier étage : estimation de la vitesse

Nous avons vu que deux techniques sont utilisées pour l'estimation de la vitesse. Dans le premier cas, l'équation (71) est utilisée en l'état et dans ce cas la mesure de courant doit être dérivée et dans ce cas des outils de différentiations doivent être utilisés. Dans le second un

observateur est développé pour contourner la dérivation du courant. Dans les deux cas, les critères de performances sont la rapidité de convergence, la robustesse au bruit de mesure, et la limitation du temps de calcul.

Pour calculer la dérivée du courant, nous proposons de comparer 2 méthodes. La première est la "robust exact differentiation via sliding mode technique" présentée dans [116]. Elle repose sur un observateur mode glissant. La seconde est la dérivation algébrique présentée dans [117], et depuis appliquée à des problèmes d'automatique, de traitement du signal et de finance [118]–[122]. Sa particularité est d'utiliser les intégrales des signaux mesurés pour estimer leurs dérivées. Nous comparons ces deux méthodes entre elles et avec une dérivation par différences finies en 4 points (qui est une méthode simple de dérivation), après avoir brièvement présenté les deux méthodologies proposées.

La dérivation par la méthode de différentiation robuste exacte en mode glissant est formulée comme suit : soit $f(t)$ une fonction localement bornée définie sur $[0, \infty[$ qui est la somme d'une fonction dont la dérivée est lipschitzienne avec une constante de Lipschitz $C > 0$ et d'un bruit. Pour dériver la fonction on pose l'équation auxiliaire :

$$\dot{x} = u \tag{72}$$

L'observateur de Levant est formulé pour maintenir $x - f(t) = 0$, :

$$\begin{aligned} u &= u_1 - \lambda |x - f(t)|^{\frac{1}{2}}.signe\big(x - f(t)\big) \\ \dot{u}_1 &= -\alpha.signe\big(x - f(t)\big) \end{aligned} \tag{73}$$

avec $\alpha, \lambda > 0$, et $u(t)$ la sortie du dérivateur. Des conditions suffisantes pour garantir la convergence de u vers $\dot{f}(t)$ sont :

$$\alpha > C, \lambda^2 \geq 4C\,\frac{\alpha + C}{\alpha - C} \tag{74}$$

et dans le cas où $f\ et\ x$ sont mesurés avec une période d'échantillonnage T_e, l'observateur formulé avec les équations (72) et (73) garantit l'inégalité $\left|u - \dot{f}(t)\right| < a\lambda^2 T_e$ où $a > 0$ est une constante qui dépend de $(\alpha - C)/\lambda^2$ et de $(\alpha + C)/\lambda^2$.

L'intérêt de cet observateur mode glissant est la convergence vers la dérivée en un temps fini. Cependant bien que des exemples de réglages de α et λ soient donnés, le réglage peut être

difficile si la valeur de C n'est pas connue à priori ou est susceptible de changer au cours du temps.

Les étapes complètes de la construction du dérivateur algébrique sont disponibles dans [117]. Le dérivateur s'écrit comme une intégrale sur une fenêtre de temps T:

$$\dot{x}(t) = -\frac{6}{T^3}\int_{t-T}^{t}(T-2\tau)x(t-\tau)d\tau \tag{75}$$

La réécriture en temps discret est immédiate en discrétisant l'intégrale par la méthode des trapèzes :

$$\dot{x}(kT_e) = -\frac{6}{(NT_e)^3}\sum_{i=0}^{N} w_i(NT_e - 2iT_e)x(kT_e - iT_e) \tag{76}$$

N est le nombre d'échantillons mesurés durant T, $w_0 = w_N = T_e/2$, $w_i = T_e$ pour $i = 1, \ldots N-1$. La fonction de transfert discrète correspondante est alors :

$$H(z) = \frac{\sum_{k=0}^{N-1} c_k z^k}{z^N} \tag{77}$$

avec c_k le coefficient associé à chaque échantillon dans la fenêtre. Les pôles de H sont tous nuls, le filtre est stable. On note également que le filtre présente un retard pur de $NT_e/2$ comme montré dans [117]. La réponse fréquentielle du filtre est montrée à la Figure 3.8 pour différentes tailles de fenêtres d'intégrations et une période d'échantillonnage $T_e = 50\,\mu s$. L'avantage de ce filtre tient à sa formulation simple comme un filtre numérique, et à son réglage simple qui dépend uniquement de la fenêtre d'intégration pour une période d'échantillonnage fixe.

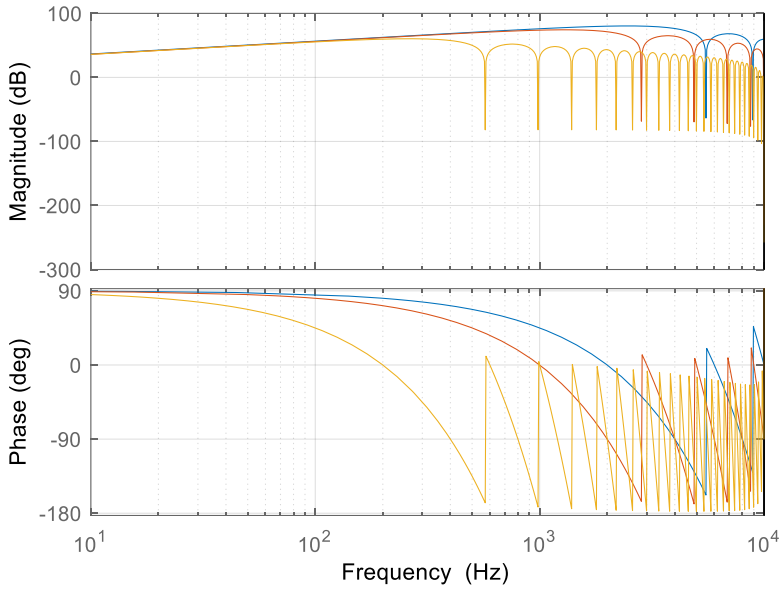


Figure 3.8 : réponse fréquentielle du dérivateur algébrique pour N=5 (bleu), N=10 (rouge), N=50 (jaune)

Pour comparer ces filtres nous proposons d'estimer la dérivée de la fonction $f(t) = 3\sin(2\pi 100t) + 0.1\sin(2\pi 600t)$. Cette fonction correspond à un courant sinusoïdal de fréquence fondamentale $100\,Hz$ qui est la fréquence maximale à laquelle la pompe est susceptible de fonctionner, et une harmonique de fréquence $600\,Hz$. Un bruit gaussien de moyenne nulle et de variance 10^{-2} est superposé à $f(t)$ pour émuler le bruit de mesure du courant.

Pour régler l'observateur de Levant, on calcule la valeur maximale de la dérivée seconde de $f(t)$. Celle-ci admet une borne supérieure $C = 2.61.10^6$. On déduit $\alpha\ et\ \lambda$ de cette borne en utilisant le réglage $\alpha = 1.1C$ et $\lambda = \sqrt{C}$ comme proposé dans [116].

La fenêtre d'intégration du dérivateur algébrique est choisie comme un compromis entre l'atténuation du bruit et la minimisation du retard d'estimation. Nous déterminons $N = 5$ comme valeur optimale.

Nous proposons d'analyser la réponse des dérivateurs sur 4 cas :

- Cas 1 : $f(t)$ est mesurée sans bruit de mesure.
- Cas 2 : $f(t)$ est mesurée avec un bruit.
- Cas 3 : Nous appliquons une légère modification sur le signal avec $f(t) = 3\sin(2\pi 100t) + 0.2\sin(2\pi 600t)$

- Cas 4 : On modifie le réglage de l'observateur de Levant en utilisant $\alpha = 2.2C$ et $\lambda = 2\sqrt{C}$

Les résultats sont regroupés dans le Tableau 2 et visibles à la Figure 3.9. Le cas 1 montre que le réglage des dérivateurs permet d'estimer la dérivée de $f(t)$ dans un cas idéal (sans bruit de mesure). Le dérivateur algébrique accuse un retard de $100\ \mu s$, et si l'observateur de Levant n'accuse aucun retard, sa sortie présente un broutement (chattering) qui est un des inconvénients classiques des observateurs en mode glissant. Le cas 2 montre la supériorité des deux dérivateurs vis-à-vis de l'approche par différence finie. L'erreur maximale d'estimation est de 28 % pour l'observateur de Levant, 18 % pour le dérivateur algébrique contre 59 % pour la dérivée par différence finie. La dérivée algébrique montre un meilleur filtrage du bruit, au prix d'un retard d'estimation. Le cas 3 montre les limites de l'observateur de Levant. Si la constante de Lipschitz du signal à dériver augmente au cours du temps (ce qui pourrait arriver en pratique avec l'usure de la pompe), l'erreur d'estimation explose (46 %) pour l'observateur, alors que le dérivateur est très peu affecté par ce changement. Il est possible de modifier le réglage de l'observateur de Levant en prévoyant une borne C plus importante. Cependant cette augmentation se fait au prix d'un broutement et d'une sensibilité au bruit plus importants comme montré par le cas 4 où L'observateur de Levant donne une erreur comparable à la dérivée par différence finie. Nous utiliserons un modèle numérique de l'actionneur pour départager ces deux dérivateurs. En effet, l'étude de la stabilité du système complet nous permettra de trancher entre un dérivateur sans retard mais sensible au bruit et un filtre qui coup le bruit mais présente un retard pur.

Tableau 2 : résultats d'implémentation des filtres dérivateurs

	Levant		Fliess		différence finie	
	max erreur (%)	retard (µs)	max erreur (%)	retard (µs)	max erreur (%)	retard (µs)
cas 1	23%	0	15%	10	13%	0
cas 2	28%	0	18%	10	59%	0
cas 3	46%	0	21%	10	85%	0
cas 4	41%	0	18%	10	66%	0

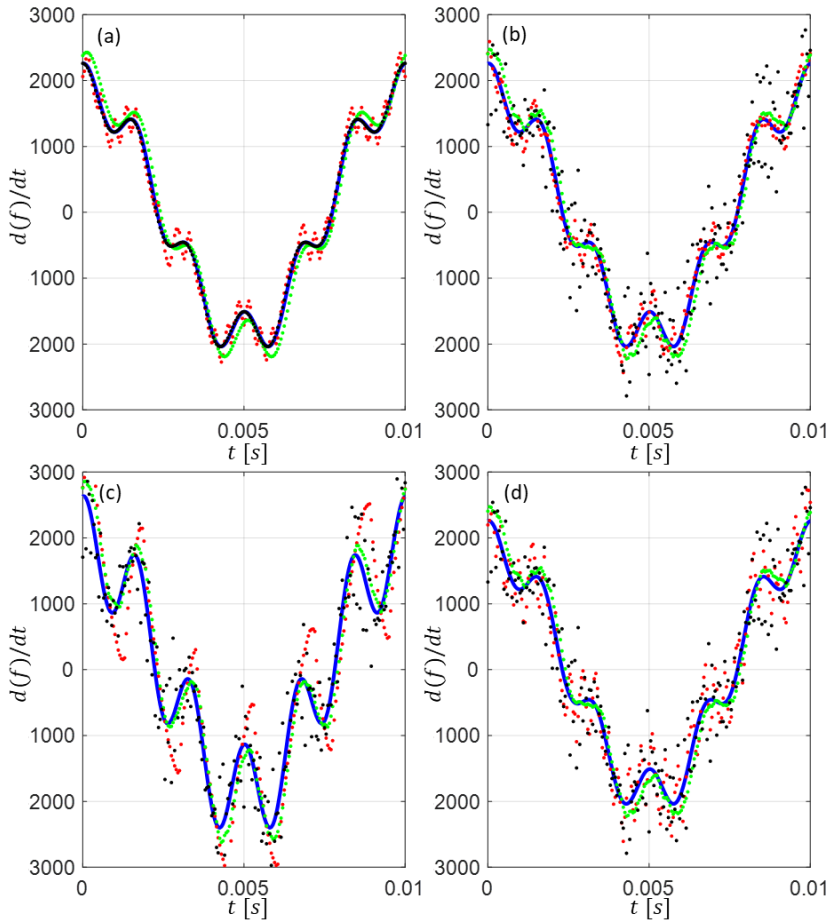


Figure 3.9 : comparaison des dérivateur de Levant (rouge), de Fliess (vert), de la différence finie (noir) par rapport au signal réel (bleu), dans le cas où (a) : le signal est non bruité ; (b) le signal est bruité ; (c) l'amplitude est légèrement augmentée ; (d) la valeur de C est doublée lors de l'élaboration de l'observateur de Levant.

3.3.1.2. Second étage : observateur de position.

En partant de l'idée proposée dans [115], on construit un observateur de position. Celui-ci utilise la mesure de courant I de l'actionneur comme une entrée, et la vitesse estimée $\hat{v}$ par l'équation (71) comme sortie mesurée. Le modèle donné par l'équation (33) s'écrit sous forme d'équation de l'état $\boldsymbol{X} = [x \quad \dot{x}]^T$:

$$\dot{\boldsymbol{X}} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{X} + \begin{bmatrix} 0 \\ F_{mag}(x, I) + F_{memb}(t) \end{bmatrix} \tag{78}$$

$$y = \boldsymbol{C}X = \dot{x} \tag{79}$$

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -K & 0 \end{bmatrix} \tag{80}$$

$$\boldsymbol{C} = [0 \quad 1] \tag{81}$$

Le système est observable et l'observateur s'écrit avec $\boldsymbol{L} = [L_1 \quad L_2]^T$:

$$\dot{\widehat{\boldsymbol{X}}} = \boldsymbol{A}\widehat{\boldsymbol{X}} + \begin{bmatrix} 0 \\ F_{mag}(\hat{x}, I) \end{bmatrix} + \boldsymbol{L}(\hat{v} - \hat{x}) \tag{82}$$

Si $\boldsymbol{e} = \boldsymbol{X} - \widehat{\boldsymbol{X}}$ est l'erreur d'estimation, le dynamique de l'erreur s'écrit :

$$\dot{\boldsymbol{e}} = (\boldsymbol{A} - \boldsymbol{LC})\boldsymbol{e} + \begin{bmatrix} 0 \\ F_{mag}(x, I) - F_{mag}(\hat{x}, I) + F_{memb}(t) \end{bmatrix} \tag{83}$$

Pour simplifier la lecture on pose $\boldsymbol{A_0} = (\boldsymbol{A} - \boldsymbol{LC})$ et $\Delta F = F_{mag}(x, I) - F_{mag}(\hat{x}, I) + F_{memb}(t)$. Si $\boldsymbol{L}$ est choisie tel que $\lim_{t\to\infty} e = 0$, alors les valeurs propres de $\boldsymbol{A_0}$ sont à partie réelle négative. Il existe des matrices symétriques définies positives $\boldsymbol{P}$ et $\boldsymbol{Q}$ telles que :

$$\boldsymbol{A_0^T P} + \boldsymbol{P A_0} - \boldsymbol{Q} = 0 \tag{84}$$

On utilise la fonction de Lyapunov V pour étudier la stabilité de l'équation (83) :

$$V = \boldsymbol{e^T P e} \tag{85}$$

Sa dérivée donne :

$$\dot{V} = \dot{\boldsymbol{e}}^{\boldsymbol{T}}\boldsymbol{P}\boldsymbol{e} + \boldsymbol{e^T P}\dot{\boldsymbol{e}} \tag{86}$$

$$\dot{V} = (\boldsymbol{A_0 e} + \boldsymbol{\Delta F})^T \boldsymbol{P e} + \boldsymbol{e^T P}(\boldsymbol{A_0 e} + \boldsymbol{\Delta F}) \tag{87}$$

$$\dot{V} = -\boldsymbol{e^T Q e} + \boldsymbol{\Delta F^T P e} + \boldsymbol{e^T P \Delta F} \tag{88}$$

$\boldsymbol{\Delta F}$ est une fonction Lipschitzienne. Il existe une constante $C > 0$ tel que :

$$|\boldsymbol{\Delta F}(x_1) - \boldsymbol{\Delta F}(x_2)| \leq C|x_1 - x_2| \tag{89}$$

En posant λ_p la plus grande valeur propre de $\boldsymbol{P}$ et λ_q la plus petite valeur propre de $\boldsymbol{Q}$ on a l'inégalité :

$$\dot{V} \leq \left(-\lambda_q + 2\mathrm{C}\lambda_\mathrm{p}\right)\|\boldsymbol{e}\|^2 \tag{90}$$

$\dot{V} < 0$ à condition que l'on choisisse $\boldsymbol{P}$ et $\boldsymbol{Q}$ tels que $\lambda_q > 2C\lambda_p$

3.3.1.3. Analyse de la stabilité des deux étages

Le schéma d'estimation complet comprend l'équation (71) où la dérivée du courant est calculée via l'équation (76). La vitesse estimée est alors utilisée dans l'équation (82). Comme les paramètres de l'équation électrique sont variables suivant le courant et surtout la position de l'actionneur qui n'est pas mesurée, l'inductance et l'emf de l'estimateur de vitesse doivent être mis à jour avec l'estimée de position de l'observateur de position. Cette mise à jour peut être source d'erreurs dans le cas où le modèle est soumis à des changements rapides d'inductance

et d'emf. En effet, en reprenant l'équation (71), dans le cas où les paramètres E et L sont mis à jour à chaque pas de temps par la mesure du courant et l'estimée de position, l'erreur s'écrit :

$$v - \hat{v} = \frac{\left(V - RI - L(x,I)\frac{dI}{dt}\right)}{E(x,I)} - \frac{\left(V - RI - L(\hat{x},I)\frac{dI}{dt}\right)}{E(\hat{x},I)} \tag{91}$$

Une erreur de mise à jour des paramètres (introduit par une erreur d'estimation de $\hat{x}$, ou une erreur d'identification du modèle) a pour conséquence une erreur sur $\hat{v}$. Cette erreur peut se propager sur $\hat{x}$ et ainsi de suite jusqu'à la déstabilisation de la boucle. Les points propices à l'apparition de cette erreur sont visibles sur les paramètres du modèle (voir Figure 2.7). Ce sont ceux situés sur le coude de saturation magnétique. En effet, c'est lorsque l'actionneur entre en saturation magnétique que les paramètres présentent les plus fortes variations.

Pour éviter une erreur trop importante, plusieurs actions peuvent être menées pour limiter la vitesse de changement des paramètres :

- On limite dI/dt. Cela impose de redéfinir le schéma de rétrocontrôle de la pompe que nous avons présenté dans la section 3.2.3. On peut soit modifier la fonction de coût du correcteur LQ pour que la pompe suive une trajectoire de courant particulière, soit changer le schéma d'asservissement. Quoi que l'on choisisse, cette solution limite la réactivité du contrôleur de position car les appels de courant doivent être limités.
- On empêche l'actionneur d'entrer dans la zone de saturation. Cela revient à imposer une limite de courant. Comme pour le point précédent, le contrôleur de la pompe doit être modifié, et les performances du contrôleur seront limitées par la borne de courant.
- On optimise le design de l'actionneur pour que celui-ci ne sature pas dans sa zone de fonctionnement. En pratique, des contraintes de design (poids, volume, endommagement de sang) limitent les améliorations que l'on peut apporter à l'actionneur. Un exemple de modification est de diminuer nombre de spires des bobines et d'augmenter le diamètre du fil pour repousser la saturation vers des courants plus élevés tout en préservant le rendement de l'actionneur (car le volume de cuivre de la bobine reste constant). L'inconvénient de cette modification est que la force magnétique maximale disponible s'en retrouve diminuée.
- On limite le fonctionnement de la pompe à des points d'opérations faibles puissance pour diminuer le courant nécessaire.
- On améliore la mise à jour des paramètres via une estimation en ligne. Une injection de signal haute fréquence pour estimer l'inductance de l'actionneur peut être ajoutée à la

tension de pilotage. Ces techniques reposent sur le fait que la fréquence du signal injecté est bien plus élevée que celle du pilotage. A cette échelle de temps, l'emf est pratiquement constante, et le circuit est équivalent un circuit RL. L'inconvénient de l'injection de signal est qu'une onde sonore est produite à la fréquence du signal injecté. Pour éviter la gêne du patient, la fréquence du signal doit être supérieure à $20\ kHz$. Cela impose une période d'échantillonnage plus élevée ($200\ kHz$ pour obtenir 10 points par période) et un traitement du signal conséquent, ce qui est difficilement implémentable sur la petite électronique embarquée de la pompe. Et même si l'inductance est estimée en temps réel par cette méthode, le gain est limité car la fem reste une inconnue.

- On augmente le rendement global de la pompe pour diminuer la puissance électrique nécessaire à son fonctionnement. Cela passe par une optimisation du design de la tête de pompe. Cette solution est idéale, mais longue à mettre en place car il n'existe pas de règle de conception claire pour cette technologie.

3.3.1.4. Contrôleur pour la commande sans capteur

Les performances de la commande sans capteur sont limitées par les performances de l'actionneur et plus généralement de la pompe sur laquelle la commande est implémentée. En attendant de pouvoir tester cet algorithme sur un prototype de pompe finalisé, nous proposons de compléter cet observateur à deux étages avec une boucle d'asservissement simple qui limite les variations du courant.

Dans cette optique, l'actionneur est alimenté par une tension sinusoïdale dont l'amplitude est réglée par un correcteur proportionnel intégral qui prend comme mesure la différence entre l'amplitude désirée et l'amplitude estimée via l'observateur. La Figure 3.10 montre la schéma global du contrôleur. L'amplitude de la position estimée $\hat{S}$ peut être obtenue en calculant le minimum et le maximum de $\hat{x}$ sur une fenêtre glissante. Dans ce cas, la période d'échantillonnage du correcteur PI doit être égale au temps pris dans la fenêtre, ce qui limite la fréquence d'échantillonnage à $80\ Hz$ si la fréquence minimale d'oscillation de la pompe est de $40\ Hz$ (il faut au moins une demi-période pour calculer une amplitude). Pour accélérer la boucle, l'amplitude peut être estimée via la formule :

$$\hat{S} = \sqrt{\hat{x}(t)^2 + \hat{x}\left(t - \frac{1}{4f_d}\right)^2} \tag{92}$$

Cette formule est valable si $\hat{x}$ est suffisamment proche d'une fonction sinus, et si les variations de f_d sont limités. A cet asservissement de l'amplitude, nous devons ajouter une correction de la valeur moyenne de la position. En effet, les efforts de la membrane peuvent ne pas être symétriques, ce qui peut entrainer un offset de position. Pour minimiser cet offset un deuxième correcteur PI est ajouté. La mesure de l'offset peut être réalisée en calculant une moyenne glissante de la position.

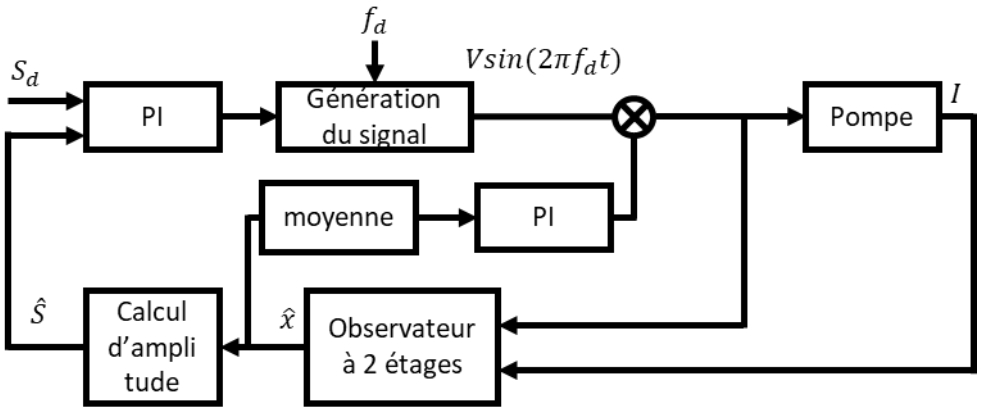


Figure 3.10 : schéma de la commande sans capteur

3.3.2. Résultats de simulations

Pour étudier les différentes implémentations de la commande sans capteur, nous utilisons le même modèle numérique réduit de l'actionneur que pour le réglage de la commande LQ (pour rappel les paramètres de l'actionneur sont montrés dans la Figure 2.7). Le premier test effectué pour comparer les implémentations avec l'observateur de Levant et le dérivateur algébrique est d'étudier le fonctionnement des algorithmes sur un point de fonctionnement de l'actionneur où les paramètres de l'actionneur varient peu. Cette zone correspond à $|x| < 0.5\ mm$ et $|I| < 2\ A$. Le point de fonctionnement $S_d = 0.5\ mm$ et $f_d = 50\ Hz$ permet de rester dans cette zone.

La Figure 3.11 montre le résultat d'implémentation de la commande sans capteur implémentée avec l'observateur de Levant ($T_e = 50\ \mu s$). L'estimation de vitesse est polluée par le broutage et le bruit, ce qui se traduit par de petites oscillations de la position estimée. Ces oscillations ne sont pas problématiques pour notre schéma de commande car celui-ci ne corrige que l'amplitude de position, mais devraient être prises en compte si une commande plus réactive était implémentée. L'erreur de position maximale d'estimation de la position est de 40 μm soit 8 %.

La Figure 3.12 montre la simulation avec le dérivateur algébrique pour $T_e = 50\ \mu s$ et $T_e = 20\ \mu s$. Le bruit de mesure sur le courant est très bien atténué par le filtre pour les deux périodes

d'échantillonnage. On remarque cependant le retard entre la vitesse réelle et la vitesse estimée, qui se traduit par une erreur de position maximale de 50 μm soit 10 %. En diminuant la période d'échantillonnage à 20 μs, ce retard n'est plus visible, le bruit est toujours atténué et l'erreur maximale d'estimation de la position est de 18 μm soit 4 %.

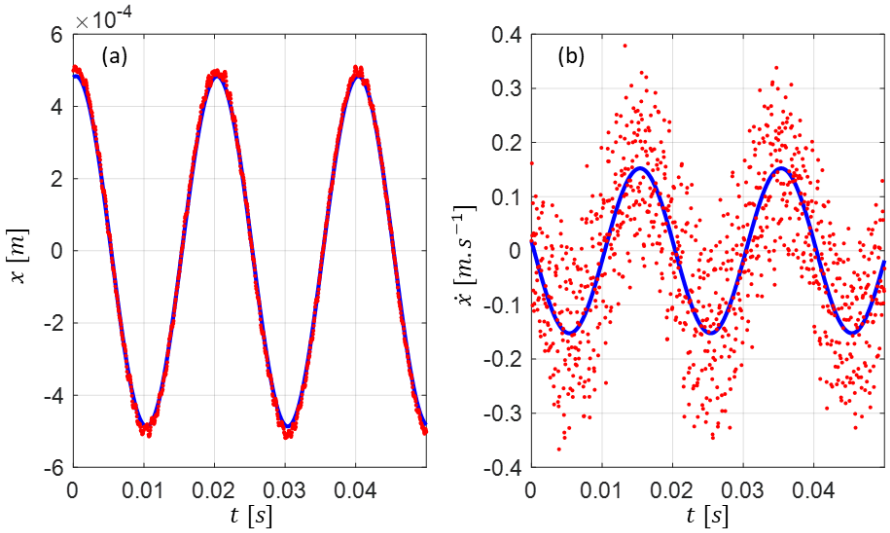


Figure 3.11 : position (a) et vitesse (b) estimées avec la commande sans capteur en simulation dans le cas où le 1er étage est implémenté avec l'observateur de Levant. Bleu : signaux réels ; rouge : signaux estimés.

Ces résultats confirment ceux de la section 3.3.1.1. L'observateur de Levant converge en temps fini, mais le mode glissant introduit du broutement qui peut être néfaste à une boucle d'asservissement réactive. Le dérivateur algébrique introduit un délai qu'il convient de minimiser en augmentant la fréquence d'échantillonnage.

Pour le second test, nous simulons un point de fonctionnement où la puissance demandée est plus élevée ($S_d = 0.9\ mm$ et $f_d = 50\ Hz$). La Figure 3.13 montre la variation des paramètres suivant les variations de la position et du courant durant la simulation. En particulier, on voit que la position et le courant nécessaires font varier l'emf et l'inductance jusqu'au bout du coude de saturation. Les résultats montrent la supériorité de l'observateur de Levant sur le dérivateur algébrique (voir Figure 3.14). En effet, on remarque que la vitesse estimée par le dérivateur algébrique est sujette à une erreur périodique importante. En s'intégrant, celle-ci se propage à la position estimée, qui montre une erreur significative (200 μm soit 20 %). C'est l'erreur dont nous avons discuté dans la section 3.3.1.3, et celle-ci est amorcée par le retard du dérivateur algébrique. L'estimation de la vitesse via l'observateur de Levant ne présente pas cette erreur, et l'erreur de position reste tolérable (70 μm soit 9 %).

Nous pouvons alors conclure que pour notre application, l'observateur de Levant est supérieur au dérivateur algébrique, dans le sens où celui-ci est sans retard et permet une bonne actualisation des paramètres de l'actionneur, même lorsque l'actionneur entre en saturation.

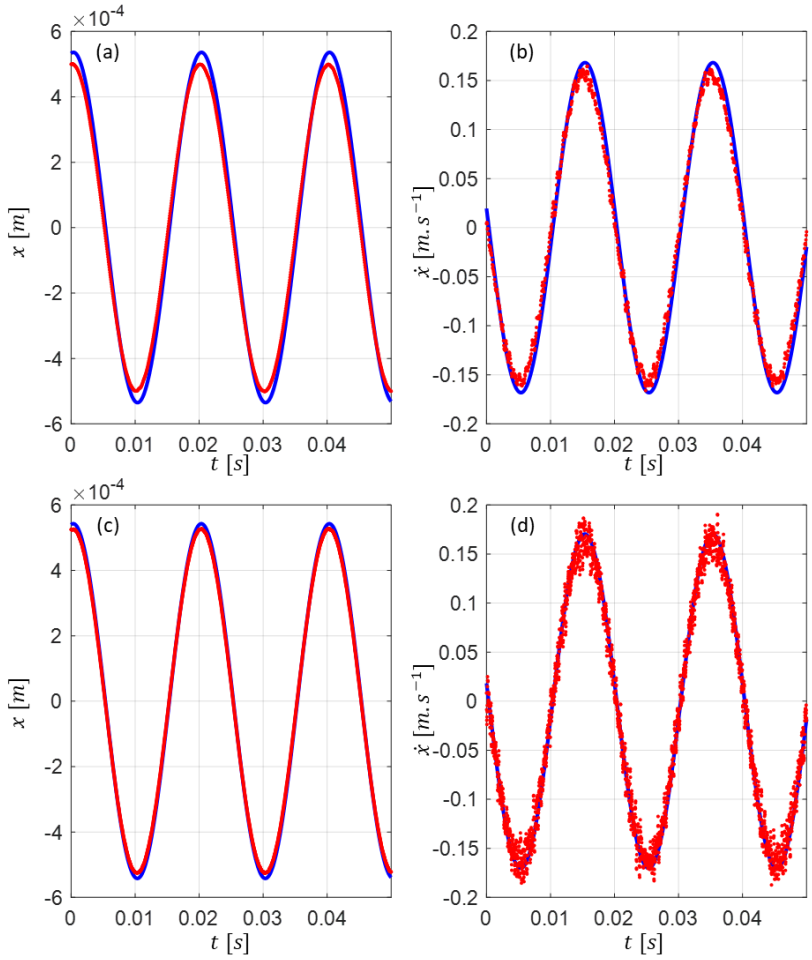


Figure 3.12 : Position et vitesse estimées avec la commande sans capteur en simulation, dans le cas où le 1er étage est implémenté avec le dérivateur algébrique. (a) et (b) sont effectuée avec $T_e = 50\ \mu s$, (c) et (d) avec $T_e = 20\ \mu s$. Bleu : signaux réels ; rouge : signaux estimés.

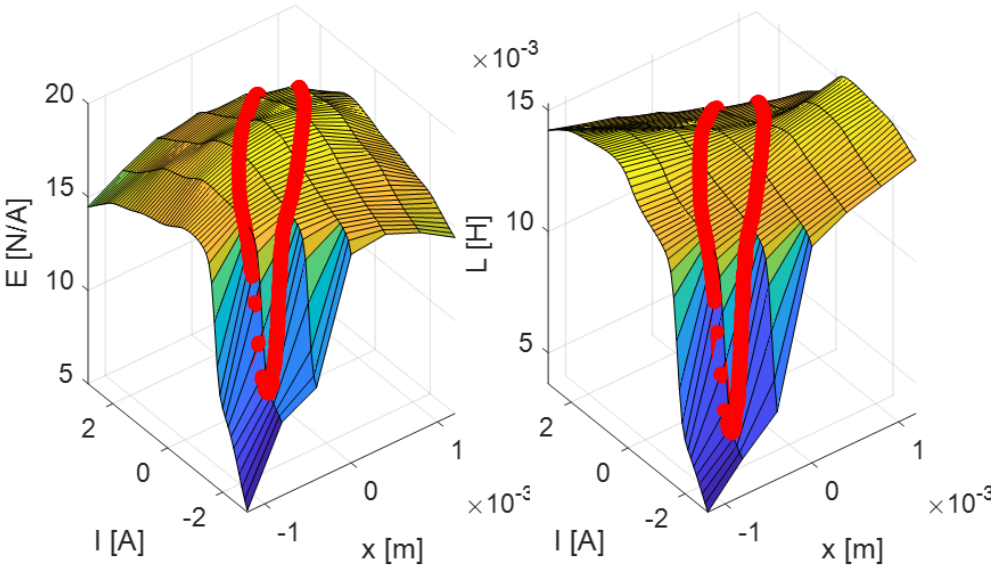


Figure 3.13 : Position et courant de l'actionneur superposés aux paramètres du modèle. Résultat de simulation

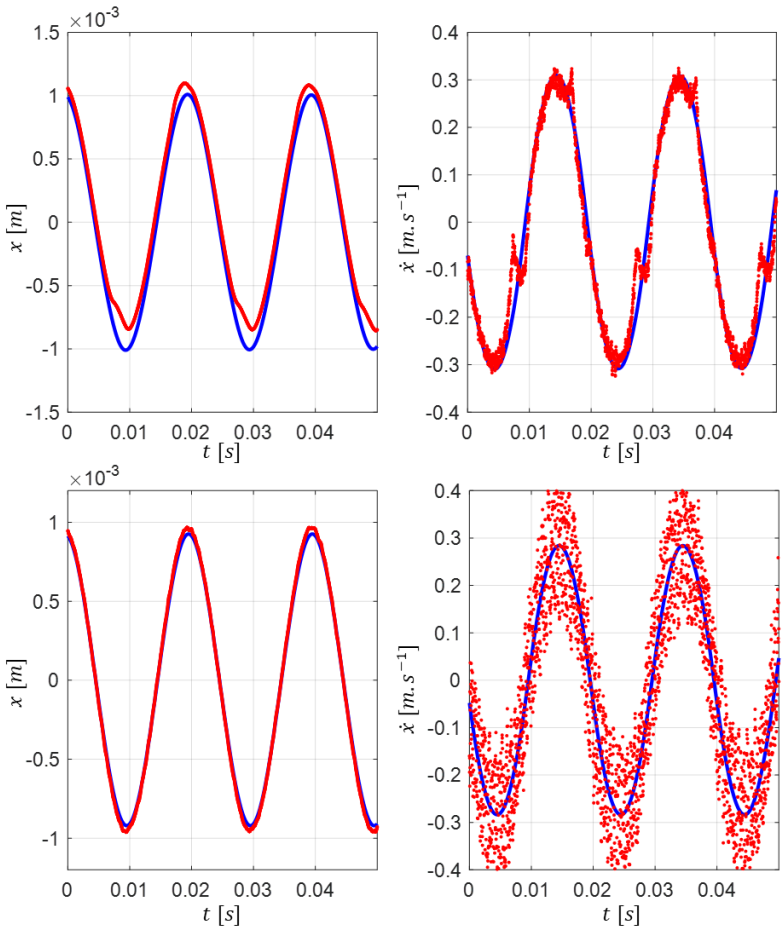


Figure 3.14 : Position et vitesse estimées avec la commande sans capteur en simulation pour un point d'opération haut. En haut, implémentation avec le dérivateur algébrique ; en bas, implémentation avec l'observateur de Levant. Bleu : signaux réels ; rouge : signaux estimés

3.4. Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre nous avons proposé deux méthodes pour piloter les oscillations de la pompe. La commande LQ a été conçue pour répondre à tous les objectifs que nous nous sommes fixés. Celle-ci impose une trajectoire sinusoïdale de fréquence variable à la fixation de membrane. La fréquence peut être changée sans créer de discontinuité grâce au module de génération de la trajectoire, qui est basé sur le modèle inverse de la pompe. Un modèle de la force de la membrane est proposé pour permettre d'adapter le feedforward aux variations de la force engendrée par le fluide et pour estimer le débit et la pression générés par la pompe. Ce modèle décompose la force de la membrane en une masse ajoutée et un coefficient d'amortissement visqueux. Pour estimer ces paramètres en temps réel, nous avons mis en place un filtre de Kalman étendu. L'étude du comportement du filtre a montré que la vitesse estimée de l'actionneur est un indicateur de convergence du filtre. Pour étudier numériquement cette loi de commande, la co-simulation de la pompe est un outil essentiel, car il permet de de simuler un système plus proche de la réalité qu'un simple modèle simulink dont les paramètres sont fixés plus ou moins arbitrairement. Les résultats de co-simulation ont montré la faisabilité de cette commande, et la possibilité de changer rapidement la fréquence des oscillations sans augmenter l'erreur de suivi. De plus, les variations des estimées de masse ajoutée et des frottements visqueux indiquent que ces valeurs ont le potentiel pour être utilisées comme des estimateurs de débit et pression.

La commande sans capteur est un concept permettant de piloter les oscillations de la membrane avec un nombre minimal de mesures. Pour ce faire, la position de l'actionneur est estimée par un algorithmes à deux étages. Le premier étage utilise l'équation du circuit électrique équivalent de l'actionneur pour estimer la vitesse à partir de la force contre électromotrice. La dérivée du courant qui est présente dans cette équation n'est pas directement mesurable. Pour éviter de propager le bruit de mesure en dérivant directement le courant, deux algorithmes de dérivations sont proposés : l'observateur de Levant et le dérivateur algébrique. Le 2^{nd} étage de l'estimateur repose sur un observateur de position qui utilise comme mesure la vitesse estimée par le 1^{er} étage, et le courant comme entrée de l'équation mécanique de l'actionneur. Une étude numérique sur le modèle réduit de l'actionneur montre une meilleure performance de l'estimateur de position si le premier étage est implémenté avec l'observateur de Levant. En effet, la convergence en temps fini de cet observateur est critique pour actualiser les paramètres du modèle non linéaire de l'actionneur qui ne sont pas mesurables. Pour limiter le risque de divergence de l'estimateur, un schéma de commande sr l'asservissement de l'amplitude

d'oscillation est proposé. Celui-ci impose une tension d'amplitude variable, ce qui a pour effet de limiter la vitesse de variation du courant.

4. Validation expérimentale de la commande et du modèle

Dans ce chapitre nous présentons les moyens expérimentaux que nous avons mis en place pour valider le modèle de la pompe et évaluer expérimentalement les performances des algorithmes de commande. Un banc de test dédié à l'identification de l'actionneur permet de retrouver expérimentalement le modèle linéaire à paramètres variants de l'actionneur. Les algorithmes sont mis à jour avec les résultats d'identification et leur fonctionnement est évalué sur un circuit hydraulique statique. Les résultats de ce test permettent de comparer la co-simulation de la pompe à la réalité, et d'évaluer les performances de la pompe. Une caractérisation de la pompe sur un simulateur du système cardiovasculaire montre que l'extension de l'étendue de fonctionnement de la pompe grâce aux algorithmes de commande permet d'améliorer l'hémodynamique du patient simulé.

4. Validation expérimentale de la commande et du modèle 99
4.1. Introduction du chapitre 100
4.2. Identification expérimentale du modèle de l'actionneur 100
4.2.1. Présentation du test API (Actuator Parameters Identification) 100
4.2.2. Résultats de l'identification et comparaison au modèle numérique 102
4.3. Caractérisation hydraulique statique de la pompe 104
4.3.1. Présentation du banc 104
4.3.2. Evaluation de la commande LQ 106
4.3.3. Evaluation de la commande sans capteur 115
4.4. Caractérisation hydraulique dynamique 118
4.4.1. Présentation du simulateur cardiovasculaire 118
4.4.2. Résultats de la pompe en co-pulsation 119
4.5. Conclusion du chapitre 121

4.1. Introduction du chapitre

Dans les chapitres précédents, nous avons présenté un modèle de la pompe qui comporte un modèle réduit électromécanique de l'actionneur, un modèle EF d'interaction fluide-structure de la tête de pompe ainsi que la méthode permettant de co-simuler ces deux modèles. Ces modèles sont appliqués à l'élaborations d'algorithmes de commande et d'estimation de grandeurs non mesurables comme la force de la membrane.

Pour valider nos algorithmes, l'utilisation de l'outil numérique seul n'est pas suffisante. En effet, nos modèles ne sont que des approximations de la réalité et doivent être comparés à celle-ci afin d'être recalés et validés. De plus, nous devons vérifier la stabilité des algorithmes sur un horizon temporel long (plusieurs heures, puis plusieurs jours, et plusieurs mois) dans des conditions réalistes. Il n'est à ce jour pas possible de réaliser ces vérifications avec nos outils numériques qui nécessitent un temps de calcul prohibitif pour cette application.

Les sections qui suivent présentent les bancs de test utilisés pour recaler nos modèles et évaluer nos algorithmes. A partir des spécifications que nous avons déterminées dans la section 2.2.4, un banc de test est mis en place pour identifier les paramètres de l'actionneur et ainsi valider notre modèle. Grâce à ces résultats, nous pouvons également mettre à jour les algorithmes d'estimation et de commande de la pompe. Ces algorithmes sont utilisés pour vérifier le fonctionnement de la pompe sur un banc de test hydraulique statique et comparer la co-simulation à la réalité. Enfin, un banc de test dynamique reproduisant le système cardiovasculaire permet de vérifier le fonctionnement de la pompe dans un environnement in vitro aussi proche que possible qu'un patient sous assistance cardiaque.

4.2. Identification expérimentale du modèle de l'actionneur

4.2.1. Présentation du test API (Actuator Parameters Identification)

Les simulations réalisées sur le modèle de l'actionneur permettent de donner quelques spécifications pour réaliser un banc d'essai expérimental permettant d'accomplir l'identification du modèle sur un prototype d'actionneur. En particulier :

- Durant le test, l'actionneur doit être immobilisé pour estimer l'inductance à chaque position.

- La tension d'excitation est composée d'un signal DC moyen réglé par un correcteur, superposé d'un sinus à la fréquence de 100 Hz et d'amplitude suffisante pour garantir un rapport signal/bruit suffisant.

- Les mesures à effectuer lors du test sont le courant électrique et la force de l'actionneur.

Le banc d'essai développé pour réaliser ce test est basé sur un banc de traction compression (voir Figure 4.1: Schéma de principe et photographie du banc de test API). Le stator de l'actionneur est fixé sur le bâti du banc. L'aimant est fixé sur un capteur de force, lui-même attaché à un vérin électrique qui permet d'ajuster la position et de maintenir immobile l'actionneur lors du test. L'électronique permettant d'appliquer la tension et de mesurer le courant est composée d'un pont en H et de capteurs de tension et de courant. Le pont en H est piloté par un signal PWM de rapport cyclique variable et de fréquence porteuse $20\ kHz$. En théorie, il est possible d'établir un rapport direct entre le rapport cyclique et la tension moyenne délivrée au cours d'un cyclique ($V_{in} = V_{max} \times cyclique$). En pratique, on observe une chute de tension par rapport à la tension de consigne. Celle-ci est due à la résistance interne des composants du pont, et également au temps mort lors de la commutation des transistors (voir [123]). Pour éviter que cette chute de tension ne se répercute sur l'estimation, il faut mesurer la tension aux bornes de la pompe, en prenant garde aux pics de tension générés par la commutation des transistors qui peut fausser les mesures. L'implémentation de l'algorithme d'identification est effectuée sur une MicrolabBox[1], produite par la société Dspace. Lors de la conception du banc de test, une attention particulière est portée au positionnement de l'actionneur. En effet, lors de la fixation de l'actionneur sur le capteur de force, un mauvais alignement entre l'axe de l'actionneur et l'axe du capteur/vérin introduit des couples et des efforts non axiaux parasites. Ces efforts peuvent déformer l'assemblage, entrainant une rotation de l'aimant par rapport à l'axe du stator (la force magnétique est affectée) et une surcharge sur les ressorts. Ce mouvement non désiré peut apparaitre, car le centrage de l'aimant mobile est réalisé par des ressorts qui sont susceptibles de se déformer faiblement dans des directions non axiales. Pour minimiser ces effets parasites, le positionnement de l'actionneur est effectué via deux glissières qui permettent un réglage latéral de la position, et un goniomètre deux axes qui permet de régler l'angle entre l'actionneur et le capteur de force. De plus, les efforts latéraux sont mesurés par la cellule de force qui permet une mesure de force sur trois axes. Le point de

[1] MicrolabBox : https://www.dspace.com/fr/fra/home/products/hw/microlabbox.cfm

repos de l'actionneur ($x = 0$) est défini comme la position où la force axiale mesurée est nulle (i.e. la force de rappel des ressorts est nulle), en prenant en compte l'effet du poids des pièces sur le capteur de force.

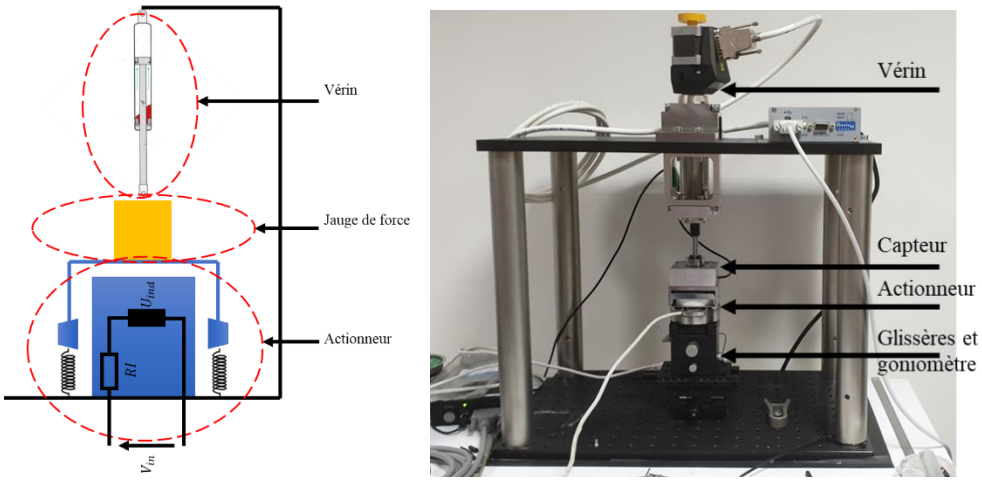


Figure 4.1: Schéma de principe et photographie du banc de test API

4.2.2. Résultats de l'identification et comparaison au modèle numérique

Un exemple de résultat d'un test API est présenté à la Figure 4.2. Pour valider nos résultats, nous comparons nos estimations de résistance et d'inductance à des mesures réalisées par des appareils dédiés. La résistance électrique est mesurée à $4.06\,\Omega$ via un multimètre lorsque l'actionneur est à température ambiante. Le test API donne une résistance à froid de $4.1\,\Omega$. L'inductance de l'actionneur est mesurée à $14\,mH$ via un RLC mètre. Le test API estime l'inductance à $16\,mH$ aux alentours de $I = 0$. Comme indiqué par les simulations, nous constatons une erreur d'estimation de la résistance autour de $I = 0$ pouvant aller jusqu'à $50\,\%$. De plus, une variation de la résistance est mesurée lors du test. Cette variation est causée par l'échauffement de l'enroulement lors du passage du courant, ce qui provoque une augmentation de la résistance. Il est alors normal que la résistance électrique des bobines augmente au cours du test. La force de rappel des ressorts est mesurée à courant nul. Pour ce montage, la force de rappel est linéaire avec un coefficient de raideur. $K = 27\ N/mm$.

Le test API met en évidence des différences entre le calcul du modèle par le logiciel EF et le prototype réel d'actionneur. En effet, le modèle surestime la force magnétique et prédit une saturation magnétique du stator à un courant plus élevé, et de pente plus abrupte qu'en réalité. Ces écarts sont dus aux imperfections de l'assemblage de l'actionneur, une différence entre le nombre de tours de l'enroulement prédit et réel, ainsi qu'entre les propriétés magnétiques des matériaux reçus et les propriétés utilisées lors de la simulation (voir Figure 4.3). Ces résultats

peuvent alors être utilisés pour recaler le modèle numérique de l'actionneur. En effet, nous constatons une correspondance satisfaisante entre les paramètres (inductance, force magnétique et emf) du modèle numérique et du modèle expérimental si les paramètres du modèle numérique sont multipliés par un coefficient correcteur de 0.85 (voir Figure 4.4). Cette correction a été utilisée pour dimensionner 3 itérations de conception d'actionneurs par Corwave.

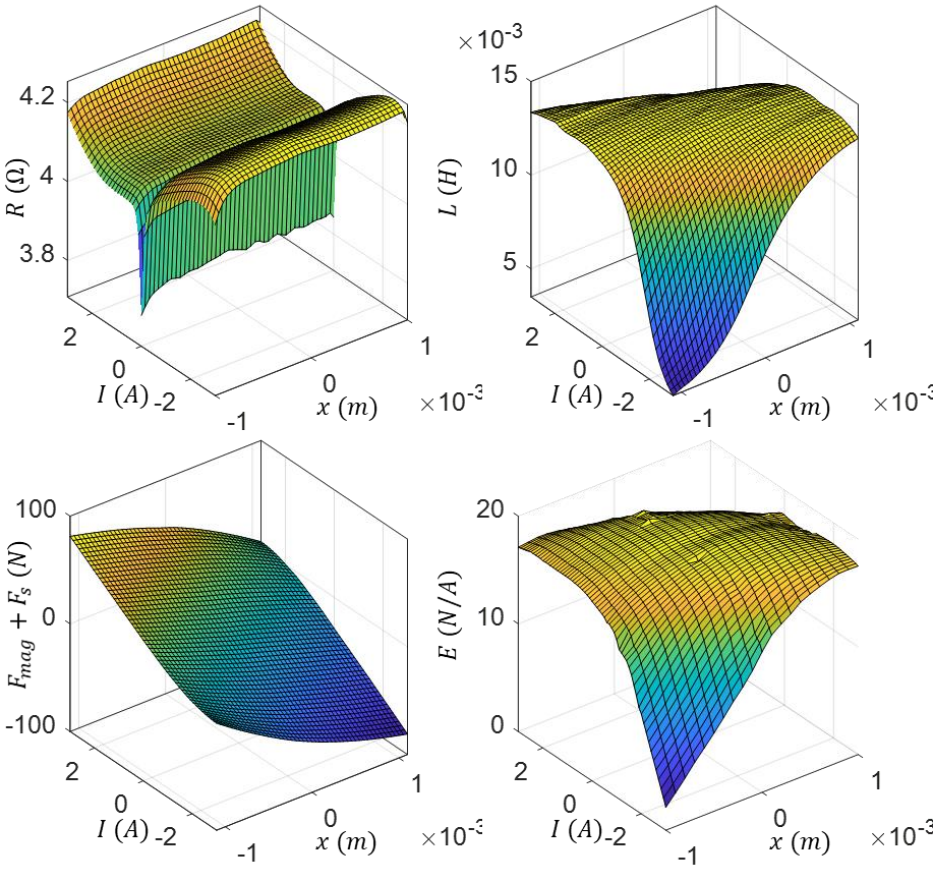


Figure 4.2 : résultats expérimentaux du test API

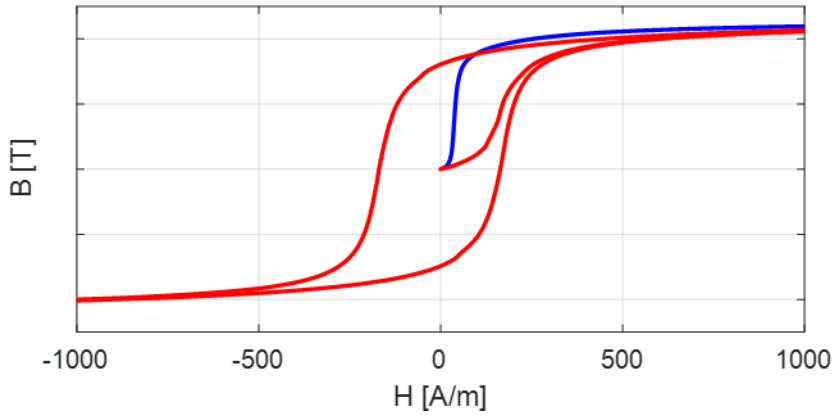


Figure 4.3 : courbe B-H du modèle (bleu) et courbe expérimentale (rouge).

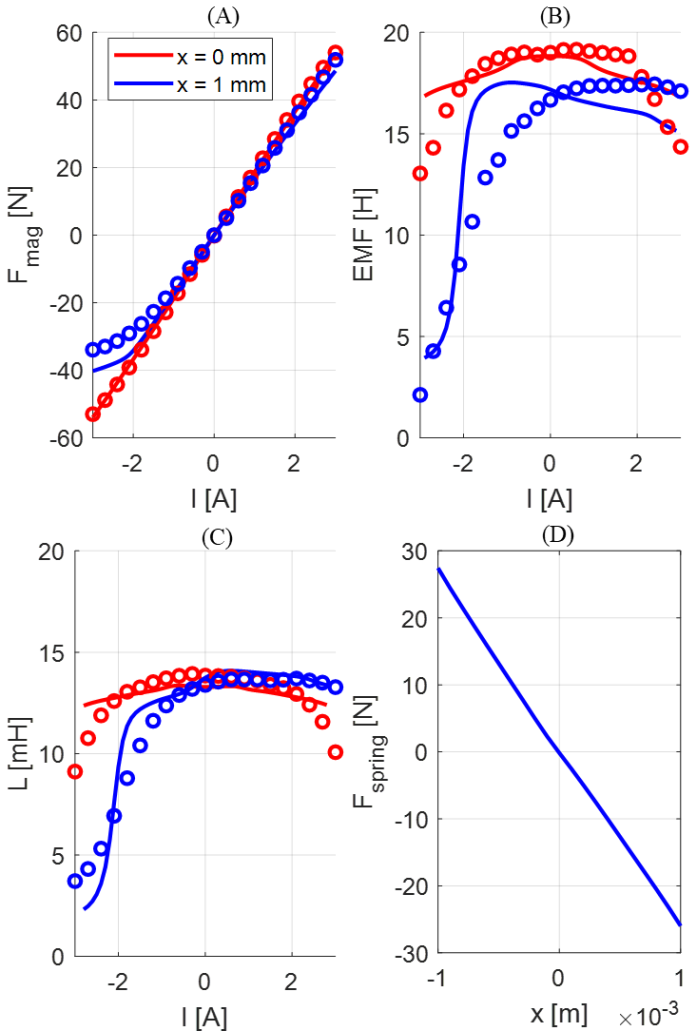


Figure 4.4: (A), (B) et C) : comparaison entre le modèle construit par simulations EF (-) dont les paramètres sont corrigés par un coefficient (0.85) et les résultats du test API (o) pour deux positions de l'aimant. C) : force de rappel des ressorts

4.3. Caractérisation hydraulique statique de la pompe

4.3.1. Présentation du banc

Pour tester le fonctionnement d'une pompe, il est commun d'utiliser un circuit hydraulique simple, qui permet de faire varier la pression et le débit de la pompe, et ainsi tracer la courbe caractéristique de la pompe (pression en fonction du débit pour chaque point de fonctionnement).

Le circuit hydraulique (Figure 4.5) est composé d'une cuve remplie d'un mélange eau-glycérine dont la viscosité est proche du sang. 50% de la masse du fluide est constituée par de la glycérine, le reste d'eau. Le mélange est chauffé à $37°C$, qui est la température du

corps humain. La température du fluide doit être contrôlée, car le fluide régule la température de l'actionneur et donc les propriétés électromécaniques de celui-ci (en particulier la résistance des enroulements). De plus les propriétés mécaniques de la membrane en silicone dépendent de la température du fluide. La viscosité obtenue est proche de $3.5\ mPa.s$, qui correspond à celle du sang à 37°C [124], [125]. La pompe est reliée au circuit par des tuyaux. Pour faire varier le débit et la pression, deux pompes auxiliaires sont connectées sur le circuit en série avec la pompe. Leur sens de rotation est opposé, ce qui permet d'augmenter et de réduire le débit. Pour mesurer le débit de la pompe, un débitmètre ultrasonique[1] est connecté sur un des tuyaux. Deux capteurs de pressions[2] permettent de mesurer la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe. Un bâti métallique permet de fixer la pompe au circuit.

Plusieurs outils permettent de mesurer le déplacement de la fixation de la membrane. La mesure de position nécessaire au fonctionnement du contrôleur LQ de la pompe est réalisée par un capteur à effet Hall. Celui-ci est placé dans le corps de pompe, isolé du fluide. Il mesure le champ d'une cible magnétique solidaire de la fixation de la membrane. Le champ magnétique mesuré par le capteur est alors proportionnel au déplacement de la fixation de membrane. Un schéma de principe et un résultat d'étalonnage sont montrés à la Figure 4.6. Comme le capteur est proche du stator de l'actionneur, il mesure également le champ rayonné par les bobines. Ce champ est fonction du courant des bobines et peut fausser les mesures. Nous avons développé un procédé pour isoler ce champ et le retirer de la mesure. L'étalonnage et la vérification dynamique du capteur lors du fonctionnement de la pompe est effectué via une mesure laser. En effet, la pompe est placée dans un carter transparent. Un capteur de position par réfléchissement laser[3] permet de mesurer la position de la fixation de la membrane à travers le carter sans avoir besoin d'introduire du matériel dans la pompe ni de modifier la géométrie de la tête de pompe. La déformation de la membrane peut être mesurée via un instrument spécifique[4]

[1] https://www.sonotec.eu/en/products/non-invasive-fluid-monitoring/flow-rate-measurement/
[2] https://www.pendotech.com/wp-content/uploads/2020/12/Pressure_Sensors_Spec_Sheet.pdf
[3] https://www.keyence.com/products/measure/laser-1d/lk-g5000/
[4] Pour des raisons de confidentialité nous ne pouvons pas présenter l'appareil de mesure dans le manuscrit

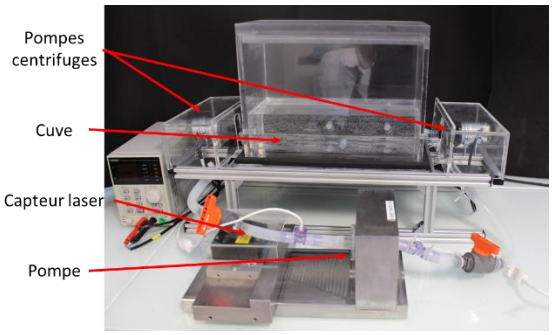


Figure 4.5 : Photographie du banc de test hydraulique

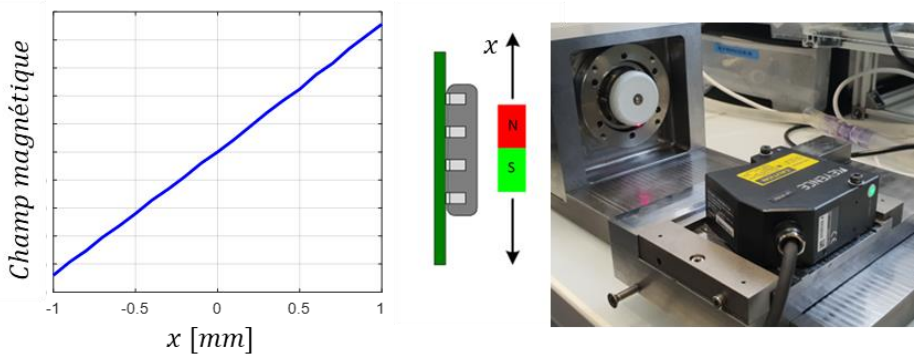


Figure 4.6 : schéma de principe, étalonnage du capteur à effet Hall et mesure laser de position

Comme pour le banc de test API, les algorithmes sont implémentés sur une Microlabbox avec une période d'échantillonnage de $50\ \mu s$. Ce matériel est également utilisé pour effectuer les différentes mesures et le traitement des signaux. Le circuit de puissance est composé de deux ponts en H (cette particularité est expliquée dans la section suivante). Des mesures électriques (courants tension) sont effectuées via des composants internes de la carte. Pour minimiser le rayonnement électromagnétique émis par la pompe, un filtre analogique LC filtre la tension du pont en H en amont de la pompe. Les limites de la carte électronique sont $|V| < 30\ V$ et $|I| < 3\ A$.

4.3.2. Evaluation de la commande LQ

4.3.2.1. Adaptation de la commande à l'alimentation électrique de la pompe

Lors du développement du modèle et de la commande nous avons supposé que les bobines de l'actionneur étaient connectées en série. Elles ne forment alors qu'une seule bobine et nous étudions un seul circuit électrique équivalent. Pour limiter la tension aux bornes de l'actionneur (et ainsi réduire la taille du câble) chaque bobine est connectée à un pont en H. Comme le montre la Figure 4.7, la tension nécessaire pour imposer le courant dans chaque bobine est

divisée par deux en théorie. Ce câble offre un second avantage : si un des câbles est coupé, il est toujours possible de piloter la pompe en mode dégradé avec une seule bobine. Même si le circuit est dédoublé, on considère qu'il suffit de diviser par deux les paramètres de l'équation électrique (33) et d'imposer la même tension sur chaque bobine pour continuer de raisonner avec un seul circuit électrique. En effet si le courant de chaque bobine est égal, le modèle reste valide, et nous utiliserons comme mesure de courant la moyenne des deux bobines. On considère que cette hypothèse est valide, car la différence de courant entre les bobines est inférieure à 0.1 A (3%) dans le pire des cas comme montré à la Figure 4.7, et que nous avons vérifié expérimentalement que ce changement ne dégrade pas les performances de la commande.

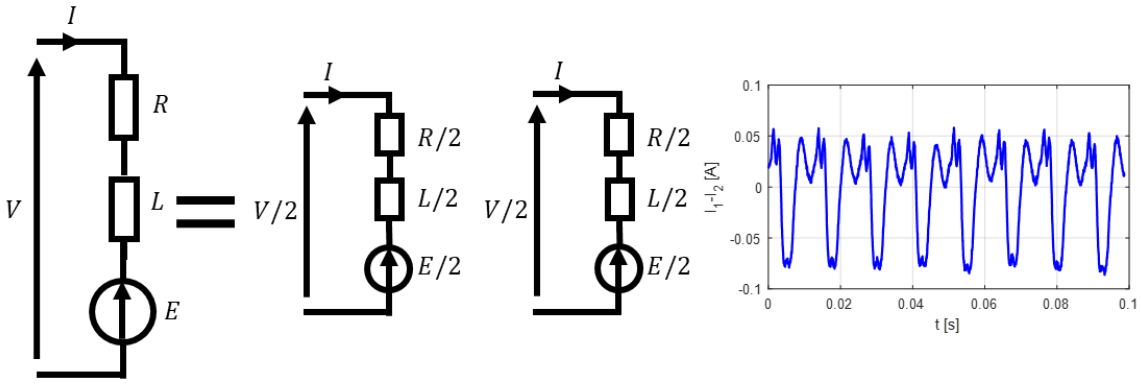


Figure 4.7 : Division de la tension en séparant les bobines (gauche), différence de courant entre les deux bobines lorsque la pompe fonctionne à puissance maximale (droite)

4.3.2.2. Protocole de test

Les étapes permettant de caractériser la pompe sur le banc de test sont les suivantes :

- Les paramètres de l'actionneur sont identifiés au cours d'un test API.
- Les résultats du test API sont utilisés pour mettre à jour les paramètres du contrôleur de la pompe (matrice de gain K, modèle du feedforward et du filtre de Kalman).
- La pompe est mise en place sur le banc d'essai. Son point d'opération (S_d, f_d) est fixé.
- Les pompes auxiliaires sont utilisées pour imposer une variation du débit à la pompe (en changeant leur vitesse de rotation). La variation du débit est lente pour maintenir un écoulement stationnaire.

Pour chaque point d'opération nous traçons la courbe HQ (relation entre le débit et la pression de la pompe) tout en enregistrant les grandeurs clefs du fonctionnement de la pompe (position, courant, tension, débit, pression, etc.). En pratique, nous évaluons la commande sur 3 points de la courbe HQ (voir Figure 4.20) pour une amplitude d'excitation $S_d = 1\ mm$:

- Le débit "naturel" de la pompe (Q_1). Les pompes centrifuges sont à l'arrêt. La résistance hydraulique du circuit est faite de telle sorte qu'à ce point la puissance hydraulique générée par la pompe soit maximale.

- Le débit nul (Q_2). C'est le débit minimal lors du fonctionnement normal de la pompe.

- Un débit négatif de $-3\ lpm$ (Q_3). Ce cas n'est pas censé se produire, car cela signifierait que le sang circule de l'aorte vers le ventricule. Le niveau de soutien du patient par la pompe serait insuffisant. Ce point est cependant intégré à notre protocole de test car il représente une difficulté supplémentaire : à débit négatif le transfert de puissance s'inverse (du fluide vers la membrane), et les oscillations de la membrane sont sujettes à un emballement (une bonne image peut être celle d'un drapeau qui claque au vent). De plus, il est toujours possible qu'une erreur de réglage place temporairement la pompe dans ce cas de figure et alors la boucle d'asservissement ne doit alors pas être mise en défaut pour ne pas risquer d'endommager la pompe.

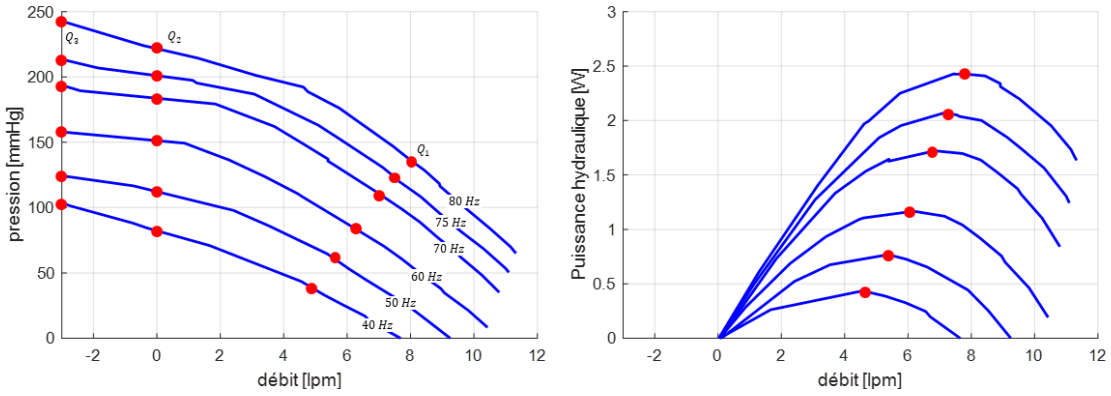


Figure 4.8 : courbes HQ et de puissance de la pompe évaluée. Les points rouges localisent les débits naturels, nuls et négatifs

4.3.2.3. Résultats

Dès les premières évaluations expérimentales de la commande, nous avons pu constater que mis à part des différences quantitatives dues aux simplifications que nous avons effectuées sur le modèle numérique, la plupart des grandeurs expérimentales sont similaires à celles du modèle

comme montré à la Figure 4.9. Entre autres, le courant réel consommé par la pompe est le double de celui de la simulation, et les estimations de m_a et μ_a sont différentes. Un phénomène est mal représenté dans nos simulations : le contact de la membrane avec les flasques. En effet, des mesures de la déformation de la membrane au cours du temps combinées avec l'estimation de la force de la membrane nous montrent que la membrane est susceptible de se coller temporairement ($1\ ou\ 2\ ms$) aux flasques (voir Figure 4.10). Cette adhérence a pour conséquence un effort qui s'ajoute aux forces fluides de la membrane. Cette force ne peut pas être représentée par un modèle « masse ajoutée + frottements visqueux ». Il en résulte une erreur d'estimation de vitesse périodique. Cette erreur limite les performances de la boucle d'asservissement, car l'erreur d'estimation de vitesse réduit la réactivité du contrôleur LQ au moment même où un surcroit de puissance est nécessaire pour décoller la membrane de la flasque. Pour minimiser cet effet, le contact doit avoir lieu le plus près possible de la fixation de la membrane, lorsque la vitesse est nulle. Cette minimisation s'effectue en imposant une amplitude d'oscillation la plus élevée (ici $1\ mm$), et par une optimisation de la géométrie de la tête de pompe.

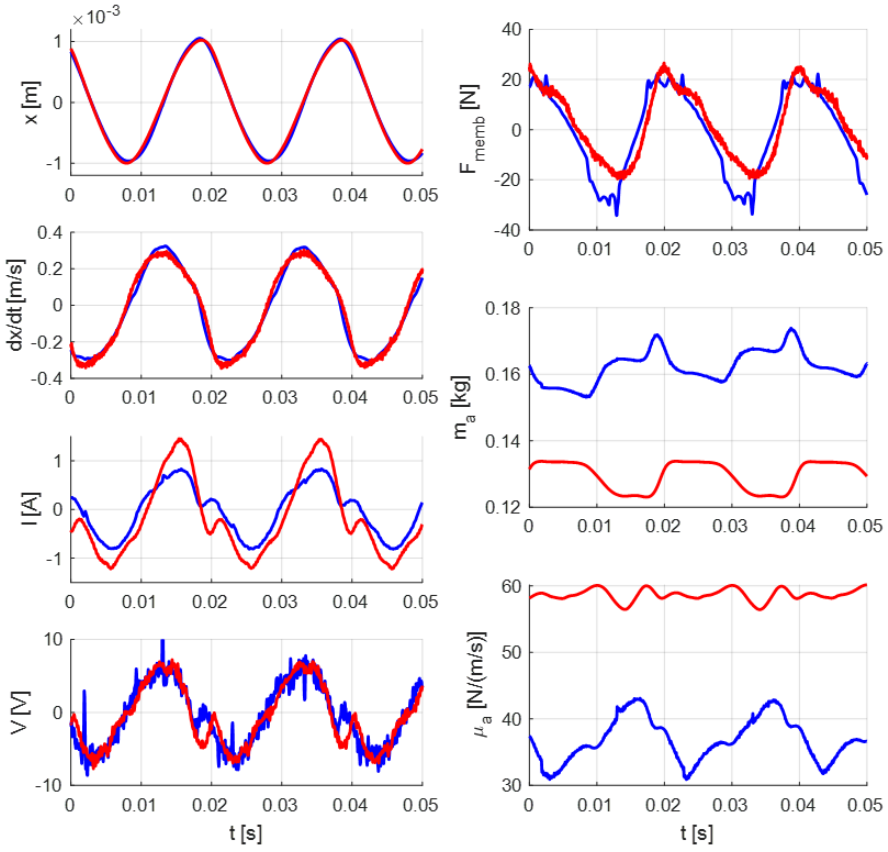


Figure 4.9 : Comparaison entre les résultats de simulation et les résultats expérimentaux sur un point de fonctionnement. Rouge : expérimental ; bleu : simulation. Pour la même pression, la différence de débit est de 25%

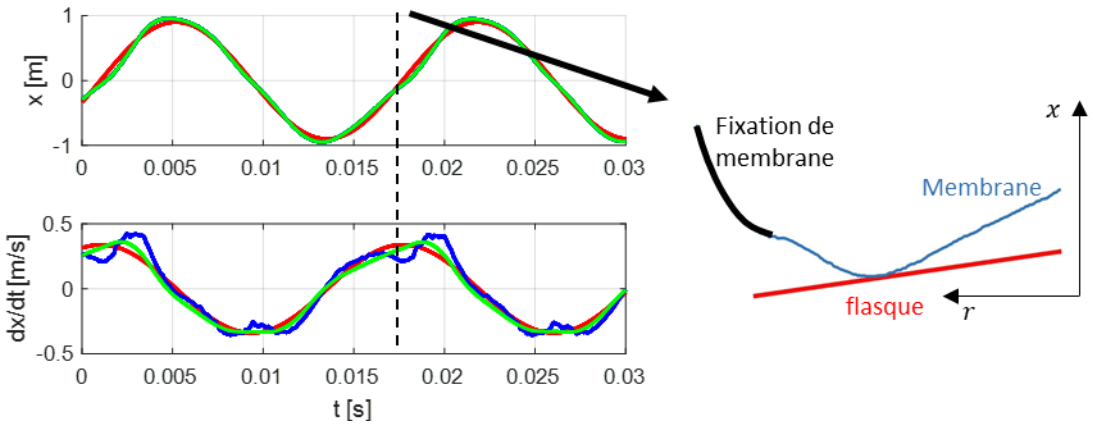


Figure 4.10 : Gauche : position et vitesse de la membrane. Rouge : trajectoire de référence ; Bleu : mesure ; Vert : estimation. Droite : mesure de la déformation de la membrane au moment où celle-ci entre en contact avec la flasque. Un contact brusque entraine une chute rapide de la vitesse qui n'est pas estimée par l'EKF.

Les données principales pour la validation de la commande sont montrées sur la Figure 4.11. Pour chaque courbe HQ nous vérifions que l'erreur de suivi est inférieure à $0.1\,mm$, que la tension et le courant n'excèdent pas les capacités de la carte, et qu'aucun bruit anormal n'est audible. La fréquence d'oscillation de la pompe est graduellement augmentée jusqu'à ce l'erreur de suivi dépasse les tolérances ou que la puissance électrique demandée par la pompe excède la capacité de la carte. Cette fréquence maximale définit alors le plus haut point de fonctionnement atteignable par la pompe. Nous remarquons également que pour une amplitude d'oscillation fixe, la pression et le débit sont proportionnels à la fréquence d'oscillation. La puissance hydraulique est alors proportionnelle au carré de la fréquence (puisque $P_h = \Delta P Q$). Ce résultat permet au clinicien de régler simplement la puissance de la pompe avec la fréquence seule comme cela est fait avec les pompes d'assistance cardiaque actuelles.

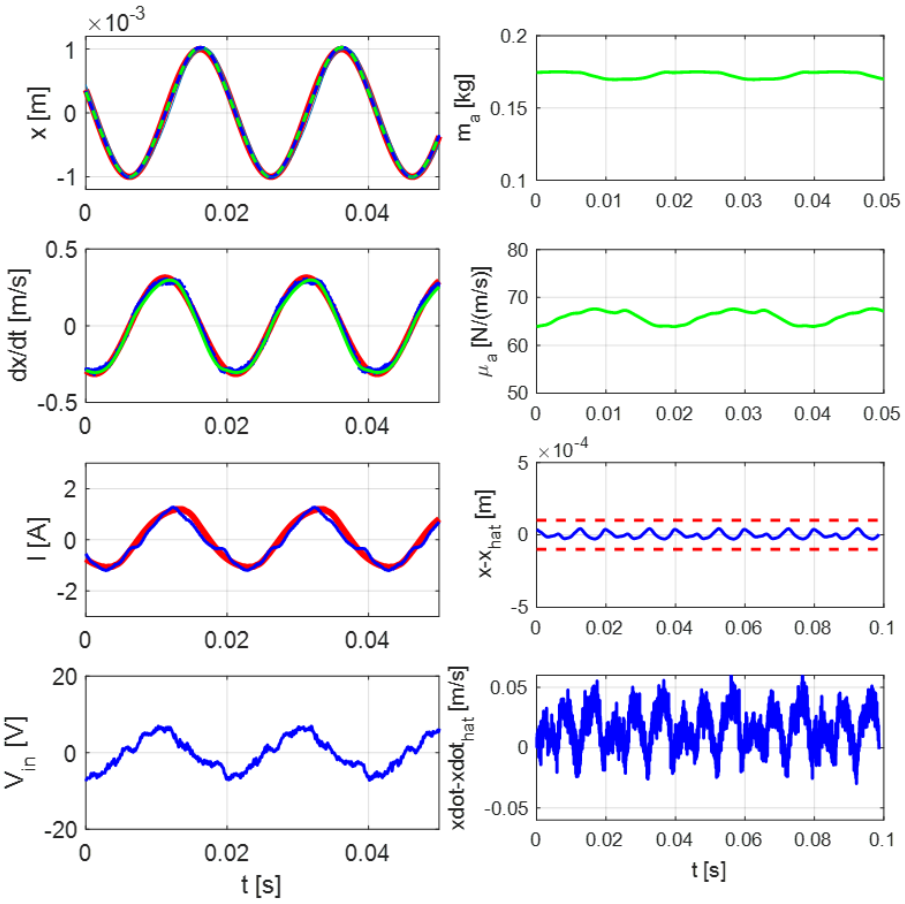


Figure 4.11 : Résultats expérimentaux pour un point de fonctionnement de la pompe. Rouge : trajectoire de référence ; vert : estimation ; bleu : mesure

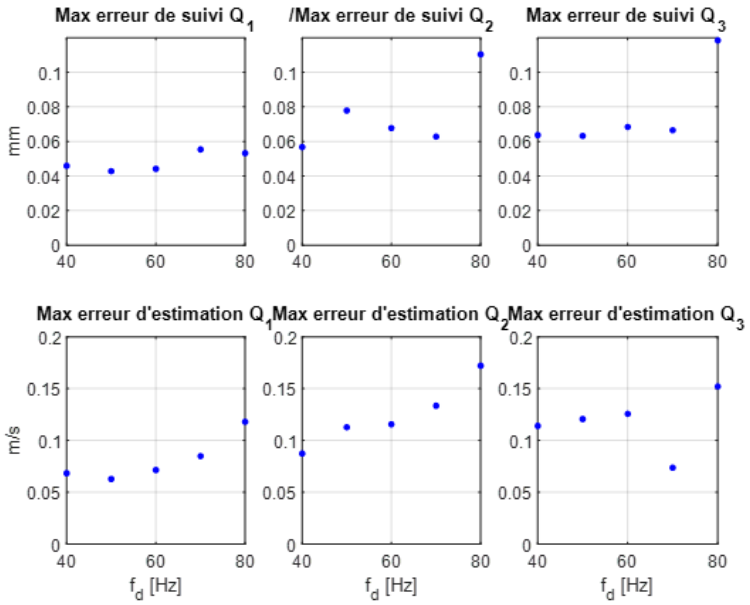


Figure 4.12 : Résumé des résultats du test de la commande. La limite d'utilisation de la pompe est de 80 Hz. Au-delà, le cahier des charges n'est plus respecté.

Cette simplicité de réglage n'est valide que si la puissance hydraulique générée par la pompe est une fonction simple de la fréquence. Cette relation est valide si le mode de déformation de la membrane est une onde progressive. Nous constatons expérimentalement que les estimations de m_a et μ_a permettent de détecter dans quel mode de déformation se trouve la membrane. Le passage de la membrane du mode progressif au mode stationnaire entraine une diminution significative de m_a et μ_a, et inversement. Ce constat est confirmé par des mesures de la déformation de la membrane (Figure 4.14). Cette étude servira de base à la création d'algorithmes de surveillance qui vérifieront en temps réel que la déformation de la membrane reste progressive.

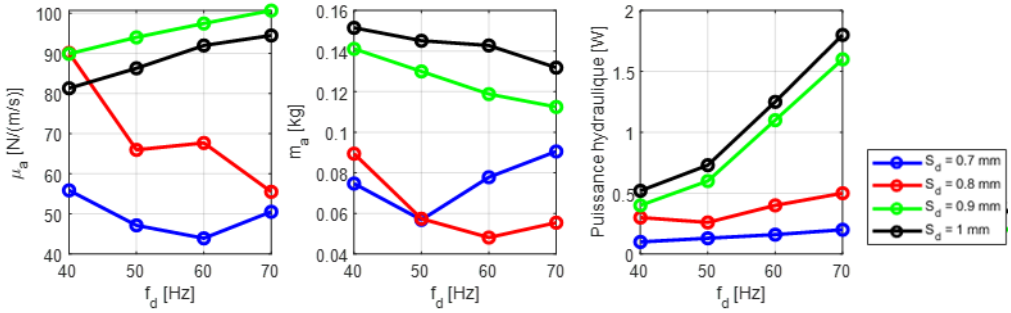


Figure 4.13 : Mesures de m_a, μ_a et de la puissance hydraulique suivant la fréquence d'oscillation. A $S_d = 0.7\ mm$, la déformation est non propulsive sur toute la plage de fréquence. Pour $S_d = 0.8\ mm$ la déformation est propulsive à $40\ Hz$ et devient non propulsive à partir de $50\ Hz$. Pour des amplitudes supérieures à $0.9\ mm$ la déformation est uniquement propulsive sur la plage de fréquence.

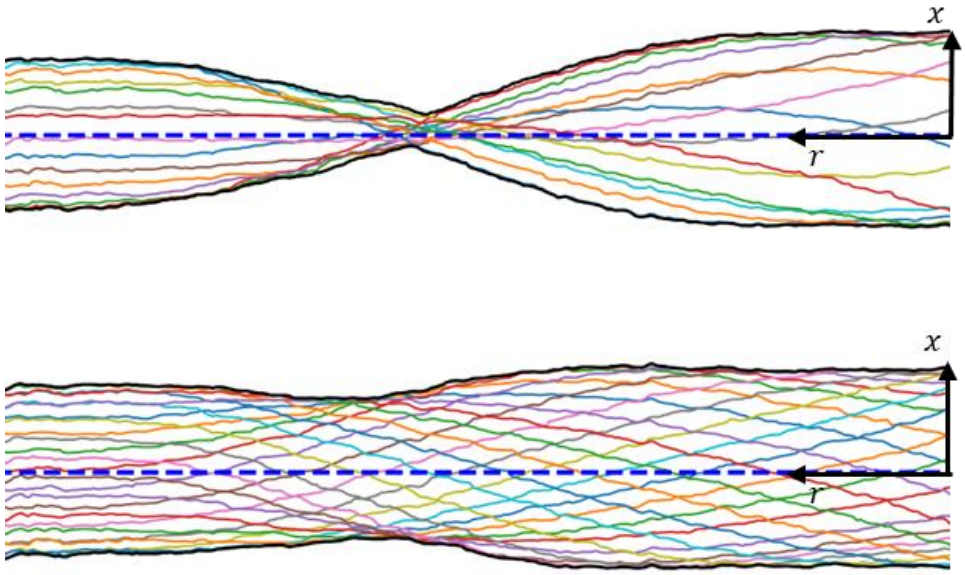


Figure 4.14 : mesures de la déformation de la membrane dans un mode stationnaire (haut) et dans un mode progressif (bas). La ligne pointillée bleue est la position de repos de la membrane. Les lignes noires sont les enveloppes hautes et basses des déformations

Les variations de m_a et de μ_a suivant la fréquence, le débit et la pression sont analysées pour déterminer si une de ces grandeurs ou une combinaison des deux est utilisable comme estimateurs de débit et pression. La Figure 4.15 donne un aperçu des variations d'indicateurs calculés à partir de m_a et de μ_a (moyenne et amplitude glissantes sur une oscillation) en fonction du débit et de la pression pour un point d'opération de la pompe. On remarque qu'aucun de ces indicateurs ne varie de façon monotone. Cependant, on remarque par exemple que la variation de la moyenne de μ_a est monotone pour $-5\ lpm < Q < 4\ lpm$ et que la variation de son amplitude est monotone pour $0\ lpm < Q < 10\ lpm$ (de même pour la pression). Une combinaison des indicateurs peut être utilisée pour construire un estimateur. Pour réaliser un estimateur de débit et pression les étapes sont les suivantes :

- Mesurer les variations de $m_a\ et\ \mu_a$ sur toute la plage de fonctionnement de la pompe lors d'une caractérisation hydraulique.
- Construire un estimateur à partir des données expérimentales ($m_a, \mu_a\ et\ f_d$)
- Vérifier la précision de l'estimateur avec un jeu de données de validation. Idéalement, les pressions et débits des données de validation doivent varier rapidement dans le temps pour simuler la dynamique du système cardiovasculaire. Des essais avec des propriétés de fluide (masse volumique et viscosité) différentes permettront de vérifier la robustesse des estimateurs.

Le développement des algorithmes d'estimation du débit et de la pression est laissé en perspective de nos travaux. En effet, les essais sur plusieurs prototypes de pompes montrent que la faisabilité et la formulation de ces estimateurs dépendent du design de la pompe. Un algorithme définitif pourra être développé après réception du prototype final de la pompe.

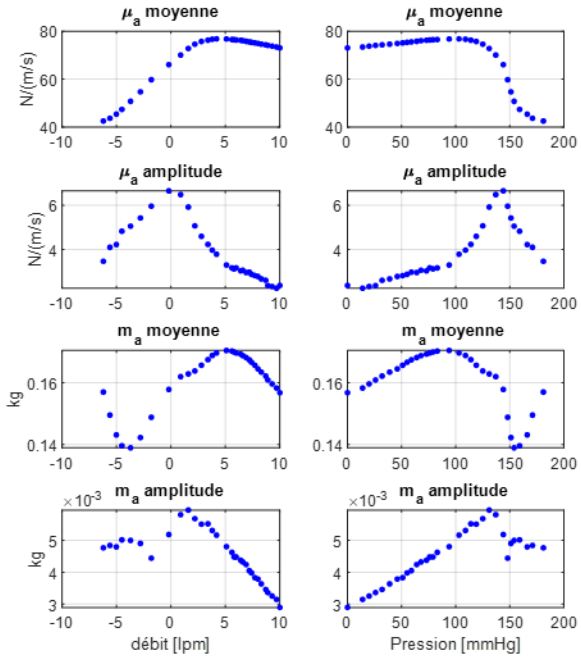


Figure 4.15 : Masse ajoutée et amortissement visqueux (moyennés, et amplitude des variations sur une oscillation) tracés en fonction de la pression et du débit.

La Figure 4.20 montre un exemple de changement de point d'opération de la pompe. Nous avons déterminé expérimentalement qu'il est possible de changer la fréquence de la pompe en moins de 0.01 s tout en maintenant une erreur de suivi inférieure au cahier des charges, sans nécessiter de surcroit de puissance électrique liée à la transition. Des mesures de déformation de la membrane au cours du temps permettent de vérifier que les transitions n'entrainent pas de sur contrainte dans la membrane. Ce résultat est fondamental car il démontre le potentiel pulsatile de la pompe. En effet, nous sommes capables d'imposer un changement de point d'opération quasi instantané par rapport au temps de réponse du fluide. Le facteur limitant de la vitesse à laquelle varient le débit et la pression est seulement lié à l'inertie du fluide. Toujours à la Figure 4.20, des mesures de débit lors de transitions de durée variable montrent que la vitesse à laquelle le débit augmente dépend de la durée de la transition.

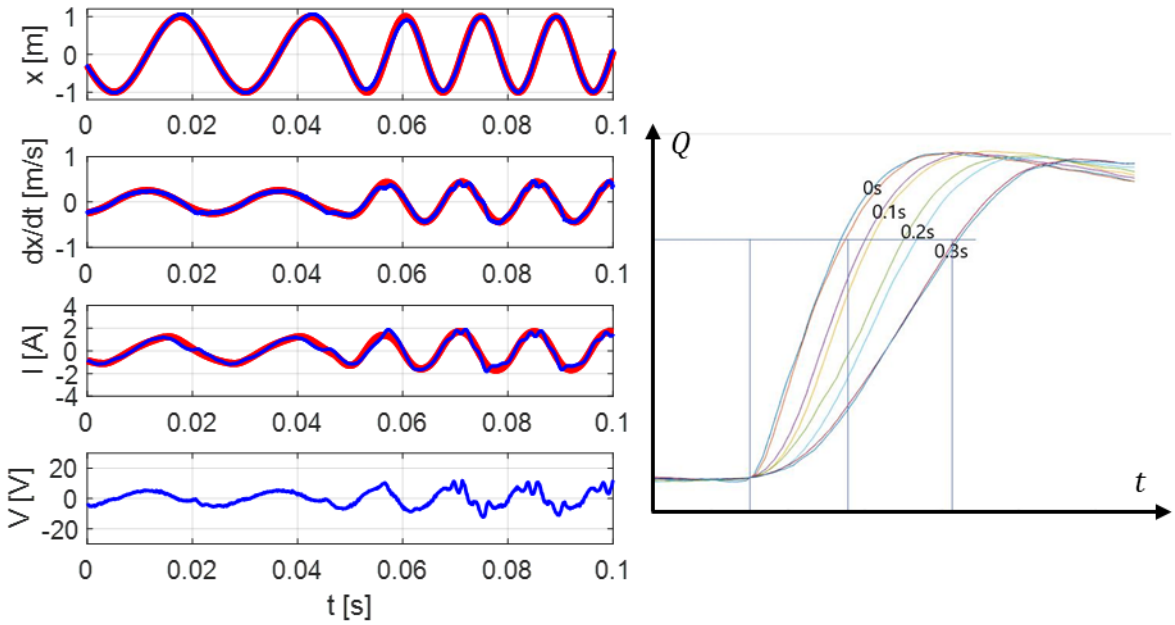


Figure 4.16 : transition entre la fréquence minimale et la fréquence maximale de la pompe en $0.01\,s$ *(gauche) et mesure du débit pour des temps de transition variables* $(0s, 0.1s, 0.2s, 0.3s)$ *(droite)*

4.3.3. Evaluation de la commande sans capteur

4.3.3.1. Résultats

Le protocole d'évaluation de la commande sans capteur est identique à celui de la commande LQ à l'exception des branchements de la pompe. En effet, nous n'avons évalué cette commande que lorsque les bobines de l'actionneur sont connectées entre elles en série. Ce choix a été fait pour minimiser l'erreur de modèle introduite par le branchement. L'amplitude des oscillations est fixée à $1\,mm$, la fréquence varie de de $40\,Hz$ jusqu'à la fréquence où la stratégie de commande est mise en défaut ($e > 0.1\,mm$). Nous présentons les résultats en deux temps. D'abord, nous nous intéressons au fonctionnement pour le débit nominal de la pompe qui est le cas où le pilotage de la membrane est le plus "aisé". Ensuite nous regardons les performances de l'asservissement lorsque le débit devient nul ou négatif.

Pour le débit nominal, l'estimateur de position suit la position avec une erreur de l'ordre de $100\,\mu m$, la majeure partie de cette erreur étant due à un biais d'estimation, qui peut être causé par des erreurs de modélisation[1]. Nous pouvons également utiliser la position pour calculer les

[1] Le prototype utilisé lors de ces essais est une ancienne version de l'actionneur, moins fiable et dont l'assemblage est peu répétable. Nous discuterons plus en détail de cet aspect une fois les résultats présentés

variations de E et L. En régime non saturé l'inductance ne varie que de 10 % au maximum alors que le coefficient de force contre électromotrice chute de 31 %. En régime saturé, l'erreur d'estimation de la saturation reste acceptable jusqu'à ce que l'inductance diminue de 50 % de sa valeur nominale (voir Figure 4.17 et Figure 4.18).

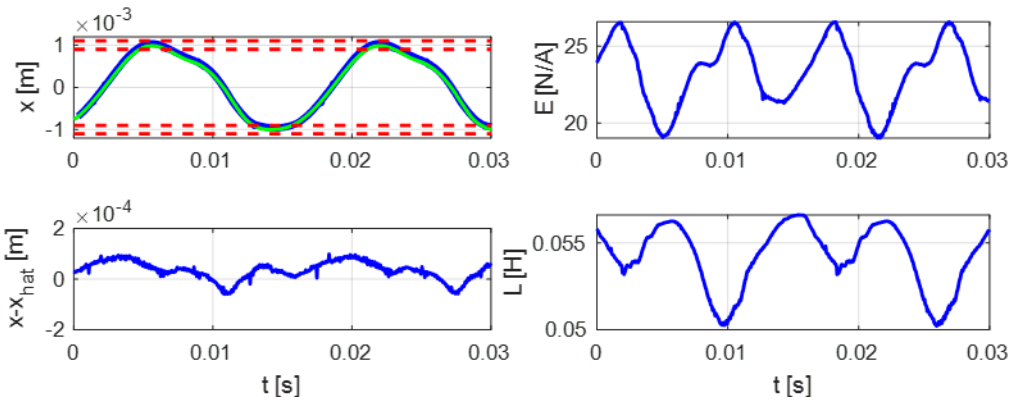


Figure 4.17 : A gauche : oscillations de la membrane ($f_d = 60\ hz$). Bleu : mesure ; vert : estimation ; rouge : tolérances d'erreur sur l'amplitude. A droite : variation dans le temps des paramètres de l'actionneur

L'offset que nous avons constaté entre la position réelle et la position estimée est la principale source d'erreur de la commande comme montré à la Figure 4.18. En effet, si celui-ci est mal estimé, il ne peut être qu'imparfaitement compensé par le contrôleur PI. La seconde source d'erreur vient de l'estimation de l'amplitude à basse fréquence ($f_d < 50\ Hz$). L'oscillation de la pompe, n'étant pas une pure sinusoïde, il résulte une erreur d'estimation de l'amplitude par l'équation (92).

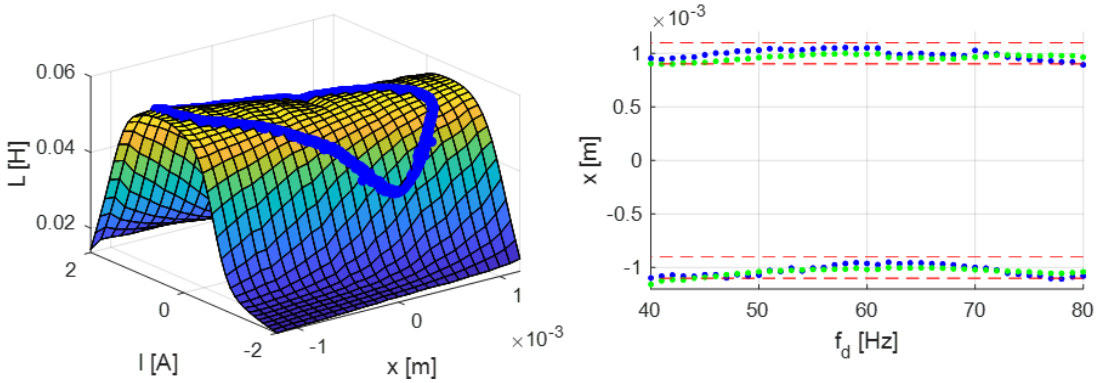


Figure 4.18 : Gauche : variation de l'inductance en fonction de la position et du courant, avec la trajectoire suivie par l'actionneur (bleu). Droite : Min et max de la position mesurée (bleu) et estimée (vert).

L'erreur d'offset et l'erreur d'amplitude varient suivant le débit. On constate qu'à débit positif et à basse fréquence, les oscillations de la membrane sont régulières et le contrôleur est suffisant

pour régler l'amplitude des oscillations. Pour un débit nul ou négatif, et à partir d'un seuil de fréquence qui dépend de plusieurs paramètres du design de la pompe, des modulations d'amplitudes et des harmoniques hautes fréquences viennent se superposer à la fréquence fondamentale des oscillations. Dans ce cas, le contrôleur n'est plus capable d'imposer correctement l'amplitude.

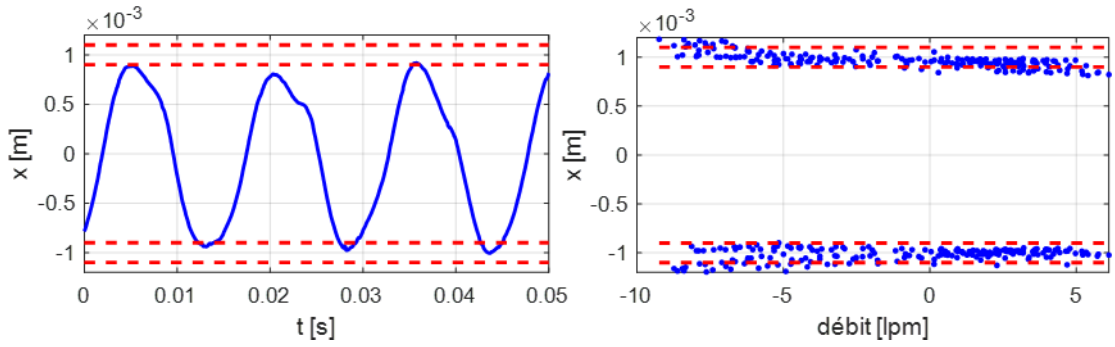


Figure 4.19 : A gauche, La position de la membrane pour $Q < 0$ lpm et $f_d > 60$ Hz. La mise en drapeau de la membrane entraine des oscillations instables qui ne sont pas contrôlables par la commande sans capteurs. A droite, Minimum et maximum de la position en fonction du débit. Toutes les fréquences sont confondues.

4.3.3.2. Discussion

Les résultats que nous avons présentés sont tirés d'un travail effectué au début du projet de thèse. A cette date, nous ne disposions que du banc de test API pour identifier le modèle de l'actionneur. De plus, le prototype de pompe sur lequel nous avons évalué la commande n'est pas optimisé, contrairement à celui avec lequel nous avons évalué la commande LQ. Il est alors naturel que les performances de la commande sans capteur soient inférieures à celle du contrôleur LQ. Par exemple, la raideur des ressorts de cette pompe n'est pas constante. Le comportement de la pompe est celui d'un oscillateur de Duffing [126], et lors de la caractérisation via le test API, une hystérésis de la force des ressorts a été constatée. Le comportement des ressorts, combiné avec la faible puissance de l'actionneur utilisé, et aux perturbations de la membrane a grandement limité les performances de l'asservissement lors de ce test. Cependant, nous avons constaté que l'observateur converge à une erreur près.

Ces résultats sont riches d'enseignements. En particulier, nous avons constaté qu'il était nécessaire d'approfondir nos connaissances de la dynamique de la membrane et d'effectuer une optimisation du design de l'actionneur avant de reprendre nos essais. Nous avons développé la commande LQ et un système de mesure de position via des capteurs à effet Hall pour nous doter d'un moyen plus simple de piloter la pompe et ainsi tester les améliorations que nous avons apportées à l'actionneur. Suite à la possibilité d'effectuer des mesures de position et à des

résultats encourageants de la commande LQ, notre travail s'est focalisé sur celle-ci. La commande sans capteur sera de nouveau évaluée lorsque le développement du contrôleur LQ sera achevé.

4.4. Caractérisation hydraulique dynamique

4.4.1. Présentation du simulateur cardiovasculaire

La vérification du fonctionnement d'une pompe cardiaque in vivo lors d'une campagne d'essais précliniques est une étape obligatoire du processus de certification permettant à la pompe d'être implantée chirurgicalement dans un patient. Pour faciliter l'évaluation des pompes, fournir des outils pédagogiques aux cliniciens et développer des stratégies de commande physiologiques de la pompe en amont des essais in vivo, des bancs de test imitant le système cardiovasculaire ont été développés [127]–[129].

Le simulateur du système cardiovasculaire utilisé par Corwave permet de reproduire une les conditions hémodynamiques de plusieurs profils de patients souffrant d'insuffisance cardiaque [130]. Le fonctionnement du cœur est reproduit par des valves à clapet et des vérins pneumatiques. Le reste du système cardiovasculaire est simulé par un ensemble de réservoirs et de tubes comme montré dans la Figure 4.20. La pompe est placée en dérivation du cœur simulé. Nous proposons de montrer un exemple d'application de ce banc de test : l'amélioration de l'hémodynamique d'un patient via une stratégie de support en co-pulsation. Des ingénieurs de la société Corwave sont chargés du réglage et de l'entretien du simulateur cardiaque. Sa validation et son fonctionnement détaillé ne sont pas compris dans le cadre de nos travaux.

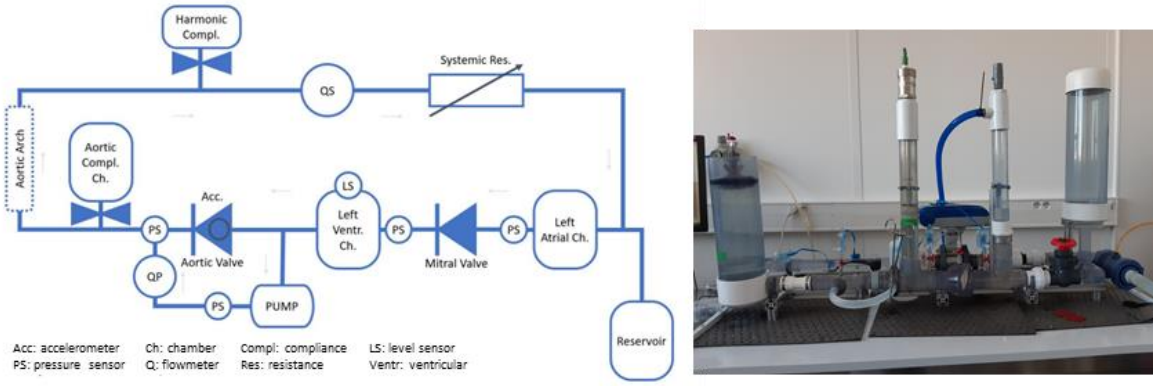


Figure 4.20 : Schéma et photographie du simulateur cardiovasculaire

4.4.2. Résultats de la pompe en co-pulsation

La pompe dont le fonctionnement a été évalué dans la section 4.3.2 est connectée au banc de test qui est ajusté pour simuler un malade correspondant à un profil INTERMACS I ou II, c'est-à-dire en choc cardiogénique ou dont la fonction cardiaque est en rapide déclin malgré un traitement médicamenteux. Cet état correspond à un débit cardiaque de $3\ lpm$. La pression aortique moyenne est maintenue à $90\ mmHg$ par un algorithme du simulateur qui émule le baroréflexe. La pression pulsée du patient (différence entre la pression aortique systolique et diastolique) est de $22\ mmHg$. Le rôle de la pompe est de restaurer les signes vitaux du patient, c'est-à-dire assurer un débit cardiaque de $5\ lpm$ (ce débit est calculé comme la somme des débits moyens du cœur et de la pompe).

Nous comparons trois manières de restaurer le débit cardiaque :

- Par un support continu (le point d'opération de la pompe ne varie pas dans le temps).
- Par un support en co-pulsation lorsque la pompe fonctionne en boucle ouverte (les points d'opération sont définis par une amplitude de tension et une fréquence).
- Par un support en co-pulsation lorsque la pompe fonctionne en boucle fermée avec le contrôleur LQ (les point d'opération sont définis par l'amplitude d'oscillation et la fréquence).

L'algorithme de synchronisation de la pompe avec les battements cardiaques est en cours de développement, ne fait pas partie des travaux que nous présentons, et est confidentiel. Pour synchroniser la pompe avec les battements du cœur simulé, un signal analogique est transmis par l'électronique du simulateur à l'électronique de commande de la pompe. Ce signal est utilisé pour changer le point d'opération de la pompe. Le point d'opération bas de la pompe est choisi pour éviter que le débit de la pompe devienne négatif (recirculation de l'aorte vers le ventricule à travers la pompe). Le point d'opération haut est choisi pour maximiser la pression pulsée. La transition du point haut au point bas a lieu au début de la contraction du ventricule. La transition du point haut au point bas a lieu après un laps de temps choisi pour maximiser la pression pulsée sans dépasser le débit cardiaque de $5\ lpm$. Les courbes HQ des différents points de fonctionnement pour les 3 modes comparés sont affichées Figure 4.21. En particulier, le point d'opération haut en boucle ouverte est significativement inférieur à celui de la boucle fermée,

car l'algorithme de commande est capable de maintenir les oscillations de la membrane à des fréquences et de amplitudes plus élevées qu'en boucle ouverte.

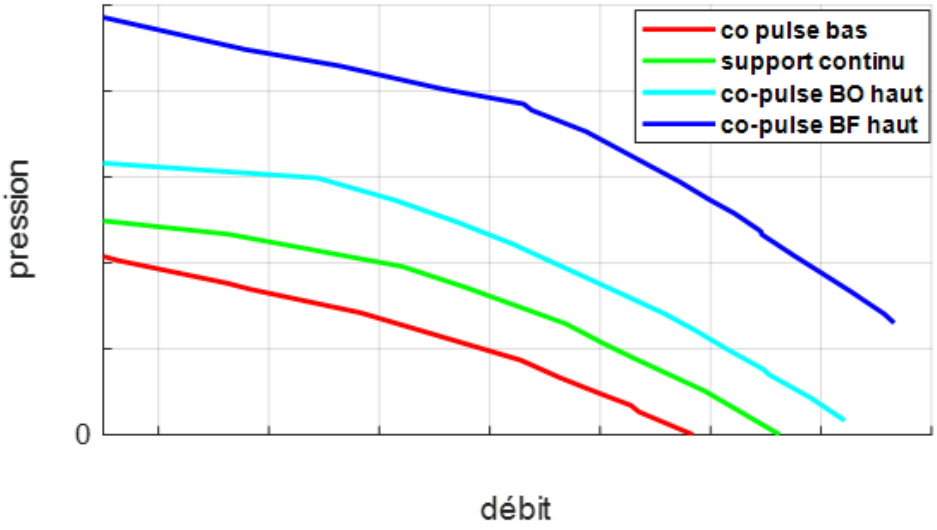


Figure 4.21 : courbes HQ des points d'opération utilisés pour les 3 modes d'assistances

Les courbes hémodynamiques du profil patient avant et sous assistance sont présentées à la Figure 4.22. Le support continu permet de faire diminuer le volume du ventricule gauche et de restaurer le débit cardiaque jusqu'à 5 lpm. La pression pulsée est alors diminuée à une pulsation résiduelle de 9 $mmHg$, ce qui est l'inconvénient typique du support continu. La fraction de sang éjectée par le ventricule ($V_{max} - V_{min}/V_{max}$) est de 23%, contre une fraction d'éjection de 25% pour le profil de base. La co-pulsation permet d'augmenter la fraction d'éjection. Celle-ci passe à 30 % en boucle ouverte, et à 35 % en boucle fermée. La pression pulsée est également augmentée : 17 $mmHg$ en boucle ouverte et 27 $mmHg$ en boucle fermée (59 % de gain grâce à la boucle fermée). La possibilité d'utiliser un point d'opération générant une pression plus forte via la commande de la pompe permet non seulement de ne pas diminuer la pression pulsée du patient, mais également de restaurer partiellement (la pression pulsée d'un humain en bonne santé est de 40 $mmHg$).

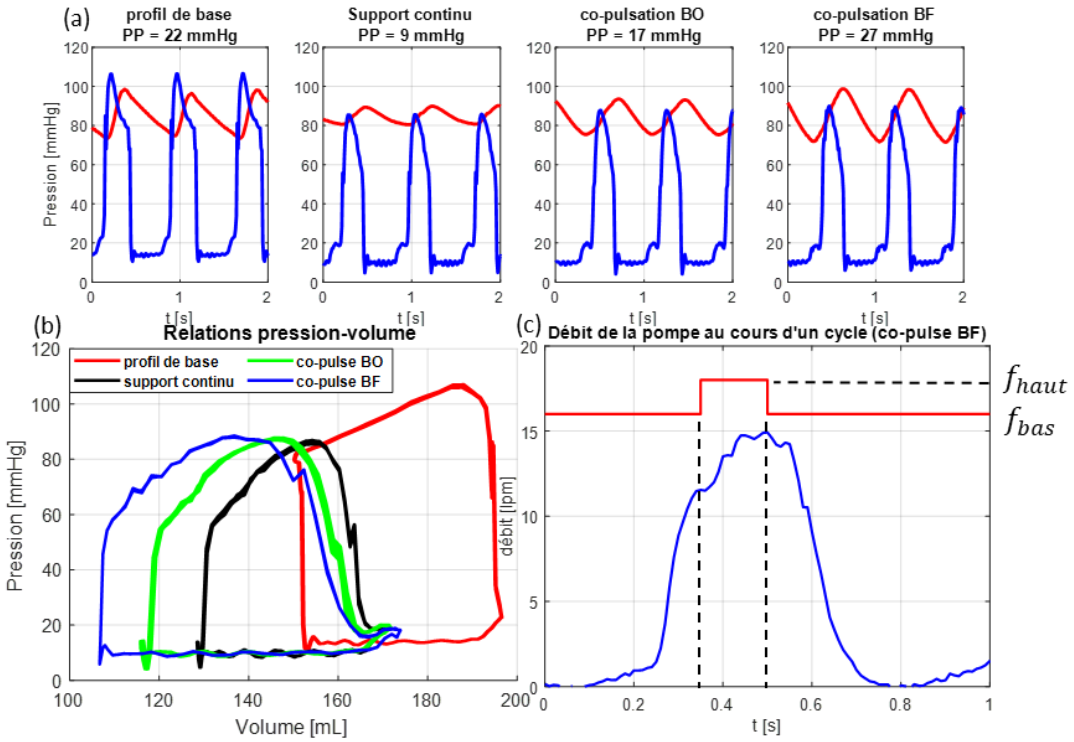


Figure 4.22 : Résultats du test. Courbes hémodynamiques de pression (a) aortique (rouge) et ventriculaire (bleu) et de relation pression volume (b) des profils de base, en support continu, en co-pulsation (boucle ouverte et boucle fermée) ; Débit de la pompe superposé au point d'opération au cours d'un cycle cardiaque (c)

4.5. Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, les bancs d'essais et les principaux résultats expérimentaux sont présentés. Le banc de test API, le circuit hydraulique statique et le simulateur du système cardiovasculaire font partie du processus de vérification de la performance des pompes conçues par Corwave.

Une fois l'assemblage de l'actionneur terminé, les paramètres du modèle sont identifiés sur le banc de test API. L'étude numérique effectuée à la section 2.2.4 nous a permis de dimensionner un banc sur mesure permettant d'appliquer l'algorithme d'identification récursive en temps réel. Grâce à cette procédure d'identification, nous pouvons comparer point par point les modèles numériques des actionneurs aux prototypes fabriqués. Nous avons constaté qu'un recalage simple du modèle numérique par un coefficient multiplicateur est suffisant pour nous permettre de prédire numériquement les performances de nouveaux prototypes d'actionneurs.

Le modèle de l'actionneur peut alors être utilisé pour actualiser les lois de commandes suivant ces paramètres, et le modèle numérique complet de la pompe. Ainsi nous pouvons comparer une co-simulation dont le modèle de l'actionneur est actualisé aux résultats expérimentaux. La comparaison montre une correspondance qualitative entre le modèle numérique et le prototype

réel. Outre le fait d'incorporer tous les éléments de la pompe qui n'ont pas été inclus dans la simulation d'interaction fluide structure, plusieurs améliorations peuvent être apportées au modèle :

- Le modèle de contact doit être mis à jour car nous avons observé que celui-ci est critique pour rendre compte de la résultante des forces qu'exerce la membrane sur l'actionneur.
- Un modèle de turbulence de l'écoulement devrait être inclus dans les simulations (le nombre de Reynold de l'écoulement est dans les fait supérieur à 10^5).
- Le comportement de la membrane est hyper-élastique. Un modèle hyper-élastique type Mooney Rivlin et la prise en compte de la viscoélasticité devraient permettre de mieux rendre du compte du comportement de la membrane.
- Bien que très gourmande en puissance de calcul, une modélisation 3D de la pompe permettrait de prendre en compte tous les aspects non axisymétriques de son fonctionnement.

Les essais de la pompe sur le banc de test hydraulique statique permettent de valider l'implémentation des algorithmes de commande et de diagnostiquer certains problèmes lors du fonctionnement de la pompe. Il est nécessaire d'éviter que la membrane n'entre en contact avec les flasques de manière abrupte pour que le contact ne crée pas une force qui perturbe l'estimation par le filtre de Kalman de la commande LQ. Pour ce faire, l'amplitude des oscillations doit être maximale. La masse ajoutée et le coefficient d'amortissement visqueux estimés par le filtre peuvent être utilisés pour indiquer si la membrane se déforme dans un mode progressif ou stationnaire, et comme estimateurs de débit et de pression. Des études complémentaires sont nécessaires pour déterminer la manière optimale d'implémenter ces estimateurs. La commande sans capteur est évaluée et nous vérifions expérimentalement la faisabilité de ce concept. De futurs travaux doivent être menés pour corriger les défauts que nous avons identifiés.

L'utilisation de loi de commande pour piloter la pompe permet d'étendre la plage de fonctionnement de celle-ci. Ainsi plus de puissance peut être transmise au fluide. Lors d'un test sur le simulateur du système cardiovasculaire de Corwave, nous avons montré que l'augmentation des performances de la pompe se traduit par de possibles améliorations

hémodynamiques du patient, en particulier la pression pulsée du patient est augmentée en co-pulsation comparée au pilotage en boucle ouverte de la pompe.

5. *Conclusions et perspectives*

5.1. Conclusions

Depuis la pompe à godets inventée en Chine au 1er siècle, de nombreuses technologies ont été adaptées pour créer des pompes : du piston à l'hélice en passant par les engrenages, les diaphragmes ou les roues à aubes. Dans le domaine de l'assistance cardiaque mécanique, les technologies actuellement privilégiées sont, et ce malgré leurs défauts (l'écoulement non physiologique du sang et le cisaillement), les pompes axiales et centrifuges. Ce n'est que récemment que l'idée de s'inspirer (ou bio-mimétisme) de la nage des animaux marins pour élaborer des pompes a été proposée. En effet, depuis 2012, la société Corwave travaille à la mise au point d'une pompe à membrane ondulante miniature qui doit repousser les limites de l'assistance cardiaque et fournir une amélioration significative de la qualité de vie des malades souffrant d'insuffisance cardiaque chronique. Cette thèse qui a débuté après le succès de l'étude de faisabilité d'un premier prototype implantable de la pompe s'achève à la fin du développement du produit. Les derniers ajustements du design sont en cours de réalisation, et nous attendons avec impatience de pouvoir évaluer (in vitro puis in vivo) les performances du prototype final et de lancer le processus de vérification formelle de la pompe. Nos travaux ont été l'occasion de développer des outils et concepts spécifiques adaptés à la problématique de pompe à membrane ondulante. En particulier, nous avons proposé deux concepts d'algorithme de pilotage de la pompe intégrant la contrainte de minimisation du nombre de capteurs nécessaires pour faire fonctionner la pompe. Ces algorithmes de commandes reposent sur un modèle numérique multi-physique qui a été mis en place au préalable.

Pour modéliser la pompe, nous l'avons séparée en deux sous-systèmes (actionneur et tête de pompe) qui peuvent être représentés par des physiques distinctes. Pour modéliser l'actionneur de la pompe, nous avons présenté une méthode en deux étapes. La première consiste à réaliser une cartographie de la force magnétique et de la co-énergie de l'actionneur en fonction de la position de l'aimant et du courant des bobines grâce à une série de simulations numériques magnétostatiques par éléments finis. Ce calcul permet de capturer les non-linéarités géométriques et matériaux dans ses variables. Un bilan énergétique et des dérivations partielles successives de la force magnétique et de la co-énergie permettent de construire un modèle réduit

de l'actionneur qui repose sur une équation électrique et une équation mécanique linéaire, mais à paramètres variants (LPV). Ce modèle est particulièrement intéressant, puisqu'il permet de simuler l'actionneur en un temps très faible comparé à des simulations éléments finis temporelles, et qu'il peut être reconstruit à partir de mesures expérimentales via un schéma d'estimation récursif. Pour ce faire, nous avons proposé d'utiliser l'algorithme des moindres carrés récursifs. En réalisant une étude numérique, nous avons vérifié la faisabilité de l'identification des paramètres du modèle réduit et formulé des spécifications pour construire un banc de test expérimental. Le modèle expérimental est comparé au modèle numérique afin de recaler ce dernier. Les différences entre le modèle et la réalité viennent des propriétés matériaux. Grâce à ce recalage, nous avons été capables de prédire les propriétés électromécaniques de trois itérations du design de l'actionneur. Ce banc de test est utilisé aujourd'hui pour vérifier l'assemblage des actionneurs avant d'évaluer le fonctionnement des pompes.

Pour modéliser la tête de pompe, nous nous sommes appuyés sur les éléments finis pour simuler la déformation de la membrane, l'écoulement du fluide et le contact entre la membrane et le fluide. Malgré un nombre modéré de degrés de liberté, de nombreuses simplifications géométriques et physiques, le temps de calcul nécessaire pour simuler quelques oscillations reste élevé[1]. Ces simplifications entrainent les différences que nous avons constatées entre les résultats issus du modèle et ceux de la caractérisation expérimentale de la pompe. En particulier le modèle prévoit une consommation électrique de la pompe deux fois moindre qu'il n'en est réellement. Malgré son manque de précision par rapport au modèle complet de la pompe qu'a développé Corwave, ce modèle à l'avantage de permettre d'étudier les phénomènes principaux qui ont cours lors du fonctionnement de la pompe et d'aider à la conception d'algorithmes de commande et de surveillance. La co-simulation tient un rôle central dans cette stratégie de synthèse. Le module de communication entre Matlab/Simulink et COMSOL permet de synchroniser les solveurs, et de leur faire échanger les conditions limites nécessaires pour la résolution de chaque pas de temps. La co-simulation permet d'aller au-delà de la simple évaluation du principe de fonctionnement des algorithmes d'estimation et de commande via un modèle simplifié et des efforts artificiels. Avec elle, il est possible de confronter numériquement la commande avec une charge mécanique riche en harmoniques. Inversement, la simulation de la tête de pompe est également rendue plus réaliste, car la membrane n'est plus excitée par un

[1] 5h sur un ordinateur de bureautique professionel

mouvement purement sinusoïdal imposé comme condition limite, mais par la force générée par l'actionneur. Durant le confinement de Mars-Mai 2020, cet outil numérique nous a permis de ne pas interrompre nos travaux lors de la fermeture de Corwave. C'est durant cette période que le contrôleur LQ et le filtre de Kalman étendu ont été développés.

Les deux algorithmes de commande que nous avons développés lors de nos travaux sont le fruit de la volonté assumée de ne pas installer plus de capteurs qu'il n'est strictement nécessaire dans la pompe. La commande LQ a été construite autour de l'estimation de la masse ajoutée et du coefficient de frottement visqueux par le filtre de Kalman étendu dans le but de les utiliser principalement comme moyens d'estimation de la pression et du débit. Nous avons constaté que les grandeurs estimées varient en fonction de l'écoulement du fluide à travers la pompe, ce qui est la première étape pour concevoir des estimateurs de débit et pression à partir de celles-ci. De plus, cette commande a prouvé son utilité à travers de nombreux essais. Grâce à elle, il est possible d'étendre la plage de fonctionnement de la pompe par rapport à un fonctionnement en boucle ouverte. Nous avons ainsi mesuré que l'extension de la plage de fonctionnement se traduit concrètement par une amélioration des conditions hémodynamiques d'un patient sous assistance ventriculaire lors d'un test in vitro sur le simulateur du système cardiovasculaire de Corwave. L'augmentation de la pression pulsée est due non seulement à l'augmentation de la puissance hydraulique que peut générer la pompe, mais également au très faible intervalle de temps nécessaire pour changer le point d'opération de la pompe de manière répétée et sans introduire de sur-contraintes dans la membrane.

La commande sans capteur pousse la démarche de minimisation de la mesure au maximum. Au lieu de mesurer la position des parties mobiles de l'actionneur à l'aide de capteurs à effet hall, le modèle de l'actionneur est combiné aux mesures de courant et tension électriques pour estimer la position en temps réel de l'actionneur dans un schéma d'estimation à deux étages. Pour le premier étage qui estime la vitesse de l'actionneur à partir de l'équation électrique, nous avons déterminé que l'utilisation d'une méthode de dérivation qui converge en temps fini permet d'estimer la vitesse sans retard. Le second étage permet de robustifier le schéma d'estimation vis-à-vis des biais de mesure en ajoutant des connaissances a priori sur le modèle mécanique. La formulation de cet observateur est intéressante, car celui-ci considère la force de la membrane comme une perturbation inconnue qu'il doit rejeter. Nous avons étudié la possibilité d'utiliser le modèle non linéaire de l'actionneur pour estimer la position de l'actionneur même dans le cas où celui-ci sature. Une actualisation précise des paramètres du modèle est alors nécessaire pour minimiser l'erreur d'estimation. Le fonctionnement de l'algorithme de

commande sans capteur est finalement étudié expérimentalement. La limite de cette stratégie est la réactivité faible du contrôleur qui contrairement à la commande LQ ne minimise pas une erreur de trajectoire, mais seulement une erreur d'amplitude.

5.2. Perspectives

Lors de l'évaluation de nos algorithmes, nous avons utilisé un appareil de prototypage rapide de lois de commande (la Microlabbox). Les algorithmes sont directement compilés, chargés et exécutés sur ce matériel depuis Simulink. Cet appareil a été un atout pour la thèse puisqu'il nous a permis de développer les algorithmes et de les évaluer en laboratoire indépendamment du contrôleur de la pompe. Pour être utilisé sur le système final, les algorithmes devront être implémentés sur le contrôleur de la pompe, dont les capacités sont modestes en comparaison de la Microlabbox. Un travail d'adaptation des algorithmes à l'électronique embarquée de la pompe reste à fournir avant de pouvoir les intégrer au système final.

La commande LQ est la première loi de commande présentée pour piloter les oscillations de la membrane. Jusqu'à présent les évaluations expérimentales de la commande indiquent que celle-ci satisfait notre cahier des charges. Pourtant, nous pensons qu'il est possible d'améliorer les performances de la boucle de commande sur plusieurs points.

Ainsi, une approche globale basée sur de multiples modèles LTI (linéaires ou affines) autour de différents points de fonctionnement peut être utilisée pour synthétiser des commandes de type "gain scheduling", des modèles flous de type Takagi-Sugeno [131] dans le but de créer une commande optimale sur toute la plage de fonctionnement de l'actionneur. Le modèle de la force de la membrane estimé par le filtre de Kalman étendue à l'avantage de sa simplicité, mais nous pensons que celui-ci peut être amélioré pour mieux prendre en compte la dynamique de la membrane, et si besoin d’étendre les possibilités d'estimation de l'écoulement sanguin. Par exemple, nous pourrions étudier l'utilisation d'un modèle différences finies de la membrane.

Enfin, nous avions prévu initialement de développer des indicateurs de défaillance du système pour que le contrôleur de la pompe puisse alerter les malades et leur médecin en cas de défaut, et se mettre en mode de fonctionnement dégradé. L'avancement du développement de la pompe durant nos travaux ne nous a pas permis d'aborder cette problématique, car nous nous sommes concentrés sur l'optimisation du fonctionnement nominal de la pompe. La détection des défauts et leur gestion devra cependant être étudiée avant le début des essais cliniques.

Bibliographie

[1] R. Klabunde, Cardiovascular Physiology Concepts, 2nd ed. Wolters Kluwer, 2011.

[2] O. H. Frazier, “Prologue: Ventricular assist devices and total artificial hearts,” Cardiology Clinics, vol. 21, no. 1, pp. 1–13, Feb. 2003, doi: 10.1016/S0733-8651(02)00133-9.

[3] J. H. Karimov, K. Fukamachi, and R. C. Starling, Eds., Mechanical Support for Heart Failure: Current Solutions and New Technologies, 1st ed. Springer International Publishing, 2020. doi: 10.1007/978-3-030-47809-4.

[4] D. Timms, “A review of clinical ventricular assist devices,” Medical Engineering & Physics, vol. 33, no. 9, pp. 1041–1047, Nov. 2011, doi: 10.1016/j.medengphy.2011.04.010.

[5] E. A. Rose and REMATCH study group, “Long-Term Use of a Left Ventricular Assist Device for End-Stage Heart Failure,” The New England Journal of Medicine, p. 9, 2001.

[6] M. S. Slaughter et al., “Advanced Heart Failure Treated with Continuous-Flow Left Ventricular Assist Device,” N Engl J Med, vol. 361, no. 23, pp. 2241–2251, Dec. 2009, doi: 10.1056/NEJMoa0909938.

[7] D. Malehsa, A. L. Meyer, C. Bara, and M. Strüber, “Acquired von Willebrand syndrome after exchange of the HeartMate XVE to the HeartMate II ventricular assist device,” European Journal of Cardio-Thoracic Surgery, vol. 35, no. 6, pp. 1091–1093, Jun. 2009, doi: 10.1016/j.ejcts.2009.01.042.

[8] O. H. Frazier, “Unforeseen Consequences of Therapy With Continuous-Flow Pumps,” Circulation: Heart Failure, vol. 3, no. 6, pp. 647–649, Nov. 2010, doi: 10.1161/CIRCHEARTFAILURE.110.959023.

[9] S. Crow et al., “Gastrointestinal bleeding rates in recipients of nonpulsatile and pulsatile left ventricular assist devices,” The Journal of Thoracic and Cardiovascular Surgery, vol. 137, no. 1, pp. 208–215, Jan. 2009, doi: 10.1016/j.jtcvs.2008.07.032.

[10] O. Wever-Pinzon et al., “Pulsatility and the Risk of Nonsurgical Bleeding in Patients Supported With the Continuous-Flow Left Ventricular Assist Device HeartMate II,” Circulation: Heart Failure, vol. 6, no. 3, pp. 517–526, May 2013, doi: 10.1161/CIRCHEARTFAILURE.112.000206.

[11] A. L. Edwards, P. Fitzmorris, S. V. Pamboukian, J. F. George, C. M. Wilcox, and S. Peter, “Association of Pulsatility with Gastrointestinal Bleeding in a Cohort of HeartMate II Recipients,” ASAIO Journal, p. 1, Feb. 2018, doi: 10.1097/MAT.0000000000000766.

[12] J. van der Merwe, E. Paul, and F. L. Rosenfeldt, “Early Gastrointestinal Complications From Ventricular Assist Devices is Increased by Non-Pulsatile Flow,” Heart, Lung and Circulation, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.hlc.2019.01.009.

[13] J. M. Joly et al., “High Right Atrial Pressure and Low Pulse Pressure Predict Gastrointestinal Bleeding in Patients With Left Ventricular Assist Device,” Journal of Cardiac Failure, vol. 24, no. 8, pp. 487–493, Aug. 2018, doi: 10.1016/j.cardfail.2018.03.003.

[14] J. G. Rogers et al., “Intrapericardial Left Ventricular Assist Device for Advanced Heart Failure,” New England Journal of Medicine, vol. 376, no. 5, pp. 451–460, Feb. 2017, doi: 10.1056/NEJMoa1602954.

[15] J. A. LaRose, D. Tamez, M. Ashenuga, and C. Reyes, “Design Concepts and Principle of Operation of the HeartWare Ventricular Assist System:,” ASAIO Journal, p. 1, Jun. 2010, doi: 10.1097/MAT.0b013e3181dfbab5.

[16] K. D. Aaronson et al., “Use of an Intrapericardial, Continuous-Flow, Centrifugal Pump in Patients Awaiting Heart Transplantation,” Circulation, vol. 125, no. 25, pp. 3191–3200, Jun. 2012, doi: 10.1161/CIRCULATIONAHA.111.058412.

[17] C. A. Milano et al., “The Treatment of Patients with Advanced Heart Failure Ineligible for Cardiac Transplantation with the HeartWare Ventricular Assist Device: Results of the ENDURANCE Supplement Trial,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 36, no. 4, p. S10, Apr. 2017, doi: 10.1016/j.healun.2017.01.012.

[18] C. Milano et al., “Clinical Outcomes After Implantation of a Centrifugal Flow Left Ventricular Assist Device and Concurrent Cardiac Valve Procedures,” Circulation, vol. 130, no. 11_suppl_1, pp. S3–S11, Sep. 2014, doi: 10.1161/CIRCULATIONAHA.113.007911.

[19] C. A. Milano et al., “HVAD: The ENDURANCE Supplemental Trial,” JACC: Heart Failure, Jul. 2018, doi: 10.1016/j.jchf.2018.05.012.

[20] M. S. Slaughter et al., “HeartWare ventricular assist system for bridge to transplant: Combined results of the bridge to transplant and continued access protocol trial,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 32, no. 7, pp. 675–683, Jul. 2013, doi: 10.1016/j.healun.2013.04.004.

[21] I. Netuka et al., “Fully Magnetically Levitated Left Ventricular Assist System for Treating Advanced HF,” Journal of the American College of Cardiology, vol. 66, no. 23, pp. 2579–2589, Dec. 2015, doi: 10.1016/j.jacc.2015.09.083.

[22] J. D. Schmitto, J. S. Hanke, S. V. Rojas, M. Avsar, and A. Haverich, “First implantation in man of a new magnetically levitated left ventricular assist device (HeartMate III),” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 34, no. 6, pp. 858–860, Jun. 2015, doi: 10.1016/j.healun.2015.03.001.

[23] F. Gustafsson et al., “Six-month outcomes after treatment of advanced heart failure with a full magnetically levitated continuous flow left ventricular assist device: report from the ELEVATE registry,” p. 7, 2018.

[24] T. Krabatsch et al., “Heartmate 3 fully magnetically levitated left ventricular assist device for the treatment of advanced heart failure –1 year results from the Ce mark trial,” Journal of Cardiothoracic Surgery, vol. 12, no. 1, Dec. 2017, doi: 10.1186/s13019-017-0587-3.

[25] J. D. Schmitto et al., “Long-term evaluation of a fully magnetically levitated circulatory support device for advanced heart failure-two-year results from the HeartMate 3 CE Mark Study: Two-year results from the HeartMate 3 CE Mark Study,” Eur J Heart Fail, vol. 21, no. 1, pp. 90–97, Jan. 2019, doi: 10.1002/ejhf.1284.

[26] I. Netuka et al., “Evaluation of von Willebrand factor with a fully magnetically levitated centrifugal continuous-flow left ventricular assist device in advanced heart failure,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 35, no. 7, pp. 860–867, Jul. 2016, doi: 10.1016/j.healun.2016.05.019.

[27] M. R. Mehra et al., “A Fully Magnetically Levitated Circulatory Pump for Advanced Heart Failure,” New England Journal of Medicine, vol. 376, no. 5, pp. 440–450, Feb. 2017, doi: 10.1056/NEJMoa1610426.

[28] E. J. Molina et al., “The Society of Thoracic Surgeons Intermacs 2020 Annual Report,” The Annals of Thoracic Surgery, Jan. 2021, doi: 10.1016/j.athoracsur.2020.12.038.

[29] J. K. Kirklin et al., “INTERMACS Database for Durable Devices for Circulatory Support:First Annual Report,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 27, no. 10, pp. 1065–1072, Oct. 2008, doi: 10.1016/j.healun.2008.07.021.

[30] J. K. Kirklin et al., “Second INTERMACS annual report: More than 1,000 primary left ventricular assist device implants,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 29, no. 1, pp. 1–10, Jan. 2010, doi: 10.1016/j.healun.2009.10.009.

[31] J. K. Kirklin et al., “Third INTERMACS Annual Report: The evolution of destination therapy in the United States,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 30, no. 2, pp. 115–123, Feb. 2011, doi: 10.1016/j.healun.2010.12.001.

[32] J. K. Kirklin et al., “Fourth INTERMACS Annual Report: 4,000 implants and counting,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 31, no. 2, pp. 117–126, Feb. 2012, doi: 10.1016/j.healun.2011.12.001.

[33] J. K. Kirklin et al., “Fifth INTERMACS annual report: Risk factor analysis from more than 6,000 mechanical circulatory support patients,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 32, no. 2, pp. 141–156, Feb. 2013, doi: 10.1016/j.healun.2012.12.004.

[34] J. K. Kirklin et al., “Sixth INTERMACS annual report: A 10,000-patient database,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 33, no. 6, pp. 555–564, Jun. 2014, doi: 10.1016/j.healun.2014.04.010.

[35] J. K. Kirklin et al., “Seventh INTERMACS annual report: 15,000 patients and counting,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 34, no. 12, pp. 1495–1504, Dec. 2015, doi: 10.1016/j.healun.2015.10.003.

[36] J. K. Kirklin et al., “Eighth annual INTERMACS report: Special focus on framing the impact of adverse events,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 36, no. 10, pp. 1080–1086, Oct. 2017, doi: 10.1016/j.healun.2017.07.005.

[37] K. Sidhu, P. H. Lam, and M. R. Mehra, “Evolving trends in mechanical circulatory support: Clinical development of a fully magnetically levitated durable ventricular assist device,” Trends in Cardiovascular Medicine, vol. 30, no. 4, pp. 223–229, May 2020, doi: 10.1016/j.tcm.2019.05.013.

[38] M. R. Mehra et al., “Healthcare Resource Use and Cost Implications in the MOMENTUM 3 Long-Term Outcome Study,” Circulation, vol. 138, no. 18, pp. 1923–1934, Oct. 2018, doi: 10.1161/CIRCULATIONAHA.118.035722.

[39] S. N. Purohit, W. K. Cornwell, J. D. Pal, J. Lindenfeld, and A. V. Ambardekar, “Living Without a Pulse: The Vascular Implications of Continuous-Flow Left Ventricular Assist Devices,” Circulation: Heart Failure, vol. 11, no. 6, p. e004670, Jun. 2018, doi: 10.1161/CIRCHEARTFAILURE.117.004670.

[40] N. V. Pavlovic, T. Randell, T. Madeira, S. Hsu, R. Zinoviev, and M. Abshire, “Risk of left ventricular assist device driveline infection: A systematic literature review,” Heart & Lung, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.hrtlng.2018.11.002.

[41] W. E. Pae et al., “Does Total Implantability Reduce Infection With the Use of a Left Ventricular Assist Device? The LionHeart Experience in Europe,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 26, no. 3, pp. 219–229, Mar. 2007, doi: 10.1016/j.healun.2006.12.007.

[42] H. Y. Leung, D. M. Budgett, D. McCormick, and A. P. Hu, “Wireless Power System for Implantable Heart Pumps Based on Energy Injection Control,” in Progress In Electromagnetics Research Symposium Proceedings, 2012, p. 5.

[43] B. H. Waters, A. P. Sample, P. Bonde, and J. R. Smith, “Powering a Ventricular Assist Device (VAD) With the Free-Range Resonant Electrical Energy Delivery (FREE-D) System,” Proceedings of the IEEE, vol. 100, no. 1, pp. 138–149, Jan. 2012, doi: 10.1109/JPROC.2011.2165309.

[44] L. Lucke and V. Bluvshtein, “Improving the Patient’s Quality of Life with a VAD,” Minnetronix.

[45] Y. Pya et al., “First Human Use of a Wireless Coplanar Energy Transfer Coupled with a Continuous-flow Left Ventricular Assist Device,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.healun.2019.01.1316.

[46] K. G. Soucy et al., “Rotary pump speed modulation for generating pulsatile flow and phasic left ventricular volume unloading in a bovine model of chronic ischemic heart failure,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 34, no. 1, pp. 122–131, Jan. 2015, doi: 10.1016/j.healun.2014.09.017.

[47] N. Naito et al., “Rotational speed modulation used with continuous-flow left ventricular assist device provides good pulsatility,” Interact CardioVasc Thorac Surg, vol. 26, no. 1, pp. 119–123, Jan. 2018, doi: 10.1093/icvts/ivx236.

[48] N. Naito et al., “Influence of a Rotational Speed Modulation System Used With an Implantable Continuous-Flow Left Ventricular Assist Device on von Willebrand Factor Dynamics: Influence of a Rotational Speed Modulation System,” Artificial Organs, vol. 40, no. 9, pp. 877–883, Sep. 2016, doi: 10.1111/aor.12666.

[49] J. Gohean, “Hierarchical Control of a Two-Piston Toroidal Blood Pump,” Thesis, University of Texas at Austin, University of Texas at Austin, 2019.

[50] É. Guillemin, “De la nage du dauphin à la pompe cardiaque,” Jan. 23, 2019. https://www.ecole.org/fr/lire-un-extrait/393/1337

[51] J. B. Drevet, “Vibrating membrane fluid circulator,” US 2001/0001278 A1, May 17, 2001

[52] H. Guillemin, “Wavera pump lines.” Wavera, 2018. [Online]. Available: https://3a29d488-bb42-45f9-a799-8b467934a978.filesusr.com/ugd/32791c_f183c86e2fca40789b39059c80760b2c.pdf

[53] A. Deporte, “Caractérisation du fonctionnement d’une hydrolienne à membrane ondulante pour la récupération de l’énergie des courants marins,” Thesis, Université de Bretagne occidentale, Université de Bretagne occidentale, 2016.

[54] M. Träsch, “Caractérisation expérimentale et numérique du comportement hydrodynamique d’une hydrolienne à membrane ondulante,” Thesis, Université de Lille, Université de Lille, 2019.

[55] H. Feier et al., “A Novel, Valveless Ventricular Assist Device: The FishTail Pump. First Experimental In Vivo Studies,” Artificial Organs, vol. 26, no. 12, pp. 1026–1031, Dec. 2002, doi: 10.1046/j.1525-1594.2002.06973.x.

[56] M. Perschall, J. B. Drevet, T. Schenkel, and H. Oertel, “The Progressive Wave Pump: Numerical Multiphysics Investigation of a Novel Pump Concept With Potential to Ventricular Assist Device Application: THE PROGRESSIVE WAVE PUMP,” Artificial Organs, vol. 36, no. 9, pp. E179–E190, Sep. 2012, doi: 10.1111/j.1525-1594.2012.01495.x.

[57] C. Botterbusch, S. Lucquin, P.-P. Monticone, J. B. Drevet, A. Guignabert, and P. Meneroud, “Implantable Pump System Having an Undulating Membrane,” US9968720, May 2018 [Online]. Available: https://patents.google.com/patent/US20190381227A1/en?inventor=Carl+N.+Botterbusch&sort=new

[58] P. Damodharan and K. Vasudevan, “Sensorless Brushless DC Motor Drive Based on the Zero-Crossing Detection of Back Electromotive Force (EMF) From the Line Voltage Difference,” IEEE Transactions on Energy Conversion, vol. 25, no. 3, pp. 661–668, Sep. 2010, doi: 10.1109/TEC.2010.2041781.

[59] M. J. Lighthill, “Note on the swimming of slender fish,” J. Fluid Mech., vol. 9, no. 2, pp. 305–317, Oct. 1960, doi: 10.1017/S0022112060001110.

[60] C. D. Bertram, “Measurement for implantable rotary blood pumps,” Physiological Measurement, vol. 26, no. 4, pp. R99–R117, Aug. 2005, doi: 10.1088/0967-3334/26/4/R01.

[61] M. Song, “Développement d’un modèle numérique de couplage fluide-structure appliqué au cas d’une pompe à membrane ondulante,” 2013.

[62] A. Deporte, “Caractérisation du fonctionnement d’une hydrolienne à membrane ondulante pour la récupération de l’énergie des courants marins [EEL Energy],” Université Bretagne Loire, 2016.

[63] M. Perschall, J. B. Drevet, T. Schenkel, and H. Oertel, “The Progressive Wave Pump: Numerical Multiphysics Investigation of a Novel Pump Concept With Potential to Ventricular Assist Device Application: THE PROGRESSIVE WAVE PUMP,” Artificial Organs, vol. 36, no. 9, pp. E179–E190, Sep. 2012, doi: 10.1111/j.1525-1594.2012.01495.x.

[64] D. K. Cheng, Fundamentals of Engineering Electromagnetics. Addison-Wesley Publishing Company, 1993.

[65] D. Wiedemann, “Permanent Magnet Reluctance Actuators for Vibration Testing,” Thesis, Technischen Universität München, Technischen Universität München, 2012.

[66] R. B. Zmood, D. K. Anand, and J. A. Kirk, “The influence of eddy currents on magnetic actuator performance,” Proc. IEEE, vol. 75, no. 2, pp. 259–260, 1987, doi: 10.1109/PROC.1987.13726.

[67] M. Jufer, “Circuits magnétiques - Exemples et applications,” p. 19, 2010.

[68] F. Fiorillo, Measurement and Characterization of Magnetic Materials. Elsevier, 2004.

[69] L. Ljung, System Identification Theory for the User 2nd edition, 2nd ed. Pearson, 1997.

[70] M. Lovera, M. Bergamasco, and F. Casella, “LPV Modelling and Identification: An Overview,” in Robust Control and Linear Parameter Varying Approaches: Application to Vehicle Dynamics, O. Sename, P. Gaspar, and J. Bokor, Eds. Berlin, Heidelberg: Springer, 2013, pp. 3–24. doi: 10.1007/978-3-642-36110-4_1.

[71] J. Latham, “Observation and estimation study for sensorless control of linear vapor compressors.,” Thesis, University of Louisville, USA, 2017. doi: 10.18297/etd/2745.

[72] I. M. Y. Mareels and M. Gevers, “Persistency of excitation criteria for linear, multivariable, time-varying systems,” Math. Control Signal Systems, vol. 1, no. 3, pp. 203–226, Oct. 1988, doi: 10.1007/BF02551284.

[73] S. Turek and J. Hron, “Proposal for Numerical Benchmarking of Fluid-Structure Interaction between an Elastic Object and Laminar Incompressible Flow,” in Fluid-Structure Interaction, vol. 53, H.-J. Bungartz and M. Schäfer, Eds. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2006, pp. 371–385. doi: 10.1007/3-540-34596-5_15.

[74] L. Cheng, Y. Y. Li, and L. H. Yam, “Vibration analysis of annular-like plates,” Journal of Sound and Vibration, vol. 262, no. 5, pp. 1153–1170, May 2003, doi: 10.1016/S0022-460X(02)01093-3.

[75] N. Diniz dos Santos, J.-F. Gerbeau, and J.-F. Bourgat, “A partitioned fluid–structure algorithm for elastic thin valves with contact,” Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 197, no. 19–20, pp. 1750–1761, Mar. 2008, doi: 10.1016/j.cma.2007.03.019.

[76] T. Wick, “Flapping and contact FSI computations with the fluid–solid interface-tracking/interface-capturing technique and mesh adaptivity,” Comput Mech, vol. 53, no. 1, pp. 29–43, Jan. 2014, doi: 10.1007/s00466-013-0890-3.

[77] M. Astorino, J.-F. Gerbeau, O. Pantz, and K.-F. Traoré, “Fluid–structure interaction and multi-body contact: Application to aortic valves,” Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 198, no. 45–46, pp. 3603–3612, Sep. 2009, doi: 10.1016/j.cma.2008.09.012.

[78] S. Sathe and T. E. Tezduyar, “Modeling of fluid–structure interactions with the space–time finite elements: contact problems,” Comput Mech, vol. 43, no. 1, pp. 51–60, Dec. 2008, doi: 10.1007/s00466-008-0299-6.

[79] T. E. Tezduyar and S. Sathe, “Modelling of fluid–structure interactions with the space–time finite elements: Solution techniques,” Int. J. Numer. Meth. Fluids, vol. 54, no. 6–8, pp. 855–900, Jun. 2007, doi: 10.1002/fld.1430.

[80] G. Marom, “Numerical Methods for Fluid–Structure Interaction Models of Aortic Valves,” Arch Computat Methods Eng, vol. 22, no. 4, pp. 595–620, Nov. 2015, doi: 10.1007/s11831-014-9133-9.

[81] N. Elabbasi, J.-W. Hong, and K.-J. Bathe, “On the Reliable Solution of Contact Problems in Engineering Design,” Mechanics and Materials in Design, vol. 1, no. 1, pp. 3–16, 2004, doi: 10.1023/B:MAMD.0000035458.72478.7a.

[82] M. Martinolli, J. Biasetti, S. Zonca, L. Polverelli, and C. Vergara, “Extended finite element method for fluid-structure interaction in wave membrane blood pump,” International Journal for Numerical Methods in Biomedical Engineering, vol. n/a, no. n/a, p. e3467, doi: https://doi.org/10.1002/cnm.3467.

[83] I. Tomashchuk, I. Bendaoud, J.-M. Jouvard, and P. Sallamand, “The numerical challenges in multiphysical modeling of laser welding with arbitrary Lagrangian-Eulerian method,” p. 8.

[84] Writing S-Functions, Model-Based and System-Based Design. The MathWorks, 2002.

[85] T. A. Wenzel, K. J. Burnham, M. V. Blundell, and R. A. Williams, “Dual extended Kalman filter for vehicle state and parameter estimation,” Vehicle System Dynamics, vol. 44, no. 2, pp. 153–171, Feb. 2006, doi: 10.1080/00423110500385949.

[86] A. Rezaeian et al., “Cascaded Dual Extended Kalman Filter for Combined Vehicle State Estimation and Parameter Identification,” Apr. 2013, pp. 2013-01–0691. doi: 10.4271/2013-01-0691.

[87] S. A. Fakoorian, D. Simon, H. Richter, and V. Azimi, “Ground reaction force estimation in prosthetic legs with an extended Kalman filter,” in 2016 Annual IEEE Systems Conference (SysCon), Orlando, FL, USA, Apr. 2016, pp. 1–6. doi: 10.1109/SYSCON.2016.7490563.

[88] S. Yousefizadeh and T. Bak, “Unknown External Force Estimation and Collision Detection for a Cooperative Robot,” p. 17.

[89] S.-S. Chen, “Flow Induced vibration of circular cylindrical structure.” Argonne National Laboratory, 1987.

[90] A. S. Dehkharqani, J.-O. Aidanpää, F. Engström, and M. J. Cervantes, “A Review of Available Methods for the Assessment of Fluid Added Mass, Damping, and Stiffness With an Emphasis on Hydraulic Turbines,” Applied Mechanics Reviews, vol. 70, no. 5, p. 050801, Sep. 2018, doi: 10.1115/1.4042279.

[91] D. De Santis and A. Shams, “Scaling of added mass and added damping of cylindrical rods by means of FSI simulations,” Journal of Fluids and Structures, vol. 88, pp. 241–256, Jul. 2019, doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2019.05.011.

[92] Y. Zhou, Y. Q. Li, and Z. Y. Shen, “Numerical Investigation on Added Mass of Circle Membrane Vibrating in Still Air,” AMR, vol. 374–377, pp. 1770–1773, Oct. 2011, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.374-377.1770.

[93] Y. Yadykin, V. Tenetov, and D. Levin, “The added mass of a flexible plate oscillating in a fluid,” Journal of Fluids and Structures, vol. 17, no. 1, pp. 115–123, Jan. 2003, doi: 10.1016/S0889-9746(02)00100-7.

[94] H. Minami, “ADDED MASS OF A MEMBRANE VIBRATING AT FINITE AMPLITUDE,” Journal of Fluids and Structures, vol. 12, no. 7, pp. 919–932, Oct. 1998, doi: 10.1006/jfls.1998.0175.

[95] R. K. Jaiman, M. K. Parmar, and P. S. Gurugubelli, “Added Mass and Aeroelastic Stability of a Flexible Plate Interacting With Mean Flow in a Confined Channel,” Journal of Applied Mechanics, vol. 81, no. 4, p. 041006, Apr. 2014, doi: 10.1115/1.4025304.

[96] T.-H. Kim and M. Ehsani, “Sensorless Control of the BLDC Motors From Near-Zero to High Speeds,” IEEE Trans. Power Electron., vol. 19, no. 6, pp. 1635–1645, Nov. 2004, doi: 10.1109/TPEL.2004.836625.

[97] Jianwen Shao, D. Nolan, M. Teissier, and D. Swanson, “A novel microcontroller-based sensorless brushless DC (BLDC) motor drive for automotive fuel pumps,” IEEE Trans. on Ind. Applicat., vol. 39, no. 6, pp. 1734–1740, Nov. 2003, doi: 10.1109/TIA.2003.818973.

[98] K. Iizuka, H. Uzuhashi, M. Kano, T. Endo, and K. Mohri, “Microcomputer Control for Sensorless Brushless Motor,” IEEE Trans. on Ind. Applicat., vol. IA-21, no. 3, pp. 595–601, May 1985, doi: 10.1109/TIA.1985.349715.

[99] S. Ogasawara and H. Altagi, “An Approach to Position Sensorless Drive for Brushless DC Motors,” p. 5.

[100] G.-J. Su and J. W. McKeever, “Low Cost Sensorless Control of Brushless DC Motors with Improved Speed Range,” p. 7, 2002.

[101] R. C. Becerra, “FOUR-QUADRANT SENSORLESS BRUSHLESS ECM DRIVE,” p. 8.

[102] Y. Li, H. Wu, X. Xu, X. Sun, and J. Zhao, “Rotor Position Estimation Approaches for Sensorless Control of Permanent Magnet Traction Motor in Electric Vehicles: A Review,” p. 26, 2021.

[103] M. F. Rahman, N. C. Cheung, and Khiang Wee Lim, “Position estimation in solenoid actuators,” IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 32, no. 3, pp. 552–559, Jun. 1996, doi: 10.1109/28.502166.

[104] T. Braun, J. Reuter, and J. Rudolph, “A Novel Observer Approach for Self Sensing of Single-Coil Digital Valves,” IFAC-PapersOnLine, vol. 50, no. 1, pp. 782–787, Jul. 2017, doi: 10.1016/j.ifacol.2017.08.508.

[105] P. Eyabi and G. Washington, “Modeling and sensorless control of an electromagnetic valve actuator,” Mechatronics, vol. 16, no. 3–4, pp. 159–175, Apr. 2006, doi: 10.1016/j.mechatronics.2005.11.008.

[106] F. Straussberger, M. Schwab, T. Braun, and J. Reuter, “Position estimation in electro-magnetic actuators using a modified discrete time class A/B model reference approach,” in 2014 American Control Conference, Portland, OR, USA, Jun. 2014, pp. 3686–3691. doi: 10.1109/ACC.2014.6858841.

[107] T. Braun, J. Reuter, and J. Rudolph, “Position Observation for Proportional Solenoid Valves by Signal Injection,” IFAC-PapersOnLine, vol. 49, no. 21, pp. 74–79, 2016, doi: 10.1016/j.ifacol.2016.10.513.

[108] T. Braun and J. Reuter, “Sliding Mode Observation with Iterative Parameter Adaption for Fast-Switching Solenoid Valves,” in Variable-Structure Approaches, A. Rauh and L. Senkel, Eds. Cham: Springer International Publishing, 2016, pp. 189–212. doi: 10.1007/978-3-319-31539-3_7.

[109] J. Zhang, Y. Chang, and Z. Xing, “Study on Self-Sensor of Linear Moving Magnet Compressor’s Piston Stroke,” IEEE Sensors Journal, vol. 9, no. 2, pp. 154–158, Feb. 2009, doi: 10.1109/JSEN.2008.2011098.

[110] J. Latham, M. L. McIntyre, and M. Mohebbi, “Parameter Estimation and a Series of Nonlinear Observers for the System Dynamics of a Linear Vapor Compressor,” IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 63, no. 11, pp. 6736–6744, Nov. 2016, doi: 10.1109/TIE.2016.2582728.

[111] H. Aschemann, B. Haus, and P. Mercorelli, “Sliding Mode Control and Observer-Based Disturbance Compensation for a Permanent Magnet Linear Motor,” in 2018 Annual American Control Conference (ACC), Milwaukee, WI, Jun. 2018, pp. 4141–4146. doi: 10.23919/ACC.2018.8431787.

[112] P. Mercorelli, “Robust feedback linearization using an adaptive PD regulator for a sensorless control of a throttle valve,” Mechatronics, vol. 19, no. 8, pp. 1334–1345, Dec. 2009, doi: 10.1016/j.mechatronics.2009.08.008.

[113] P. Mercorelli, “An Adaptive and Optimized Switching Observer for Sensorless Control of an Electromagnetic Valve Actuator in Camless Internal Combustion Engines: An Adaptive and Optimized Switching Observer for Sensorless Control,” Asian Journal of Control, vol. 16, no. 4, pp. 959–973, Jul. 2014, doi: 10.1002/asjc.772.

[114] P. Mercorelli, “A Two-Stage Sliding-Mode High-Gain Observer to Reduce Uncertainties and Disturbances Effects for Sensorless Control in Automotive Applications,” IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 62, no. 9, pp. 5929–5940, Sep. 2015, doi: 10.1109/TIE.2015.2450725.

[115] P. Mercorelli, “A Motion-Sensorless Control for Intake Valves in Combustion Engines,” IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 64, no. 4, pp. 3402–3412, Apr. 2017, doi: 10.1109/TIE.2016.2598314.

[116] A. Levant, “Robust exact differentiation via sliding mode technique,” Automatica, vol. 34, no. 3, pp. 379–384, Mar. 1998, doi: 10.1016/S0005-1098(97)00209-4.

[117] M. Mboup, C. Join, and M. Fliess, “Numerical differentiation with annihilators in noisy environment,” Numerical Algorithms, vol. 50, no. 4, pp. 439–467, Apr. 2009, doi: 10.1007/s11075-008-9236-1.

[118] G. Fedele, F. Chiaravalloti, and C. Join, “An algebraic derivative-based approach for the zero-crossings estimation,” p. 6.

[119] M. Fliess and C. Join, “Commande sans modèle et commande à modèle restreint,” e-STA Sciences et Technologies de l’Automatique, vol. 5, no. 4, pp. 1–23, 2008.

[120] M. Fliess and C. Join, “Towards New Technical Indicators for Trading Systems and Risk Management,” IFAC Proceedings Volumes, vol. 42, no. 10, pp. 1435–1440, 2009, doi: 10.3182/20090706-3-FR-2004.00239.

[121] L. Menhour, B. d’Andréa-Novel, M. Fliess, D. Gruyer, and H. Mounier, “An efficient model-free setting for longitudinal and lateral vehicle control. Validation through the interconnected pro-SiVIC/RTMaps prototyping platform,” arXiv:1705.03216 [cs, math], May 2017, [Online]. Available: http://arxiv.org/abs/1705.03216

[122] J. Wang, “Quadrotor analysis and model free control with comparisons,” p. 176, Apr. 2014.

[123] D. Zammit, C. Spiteri Staines, and M. Apap, “Compensation techniques for non-linearities in H-bridge inverters,” Journal of Electrical Systems and Information Technology, vol. 3, no. 3, pp. 361–376, Dec. 2016, doi: 10.1016/j.jesit.2016.07.007.

[124] A. C. Guyton and J. E. Hall, Textbook of medical physiology, 11th ed. Philadelphia: Elsevier Saunders, 2006.

[125] J. Segur, “physical_properties_of_glycerine_and_its_solutions.pdf.” 1953.

[126] H. J. Korsch, H.-J. Jodl, and T. Hartmann, Eds., “The Duffing Oscillator,” in Chaos: A Program Collection for the PC, Berlin, Heidelberg: Springer, 2008, pp. 157–184. doi: 10.1007/978-3-540-74867-0_8.

[127] A. Petrou, M. Granegger, M. Meboldt, and M. Schmid Daners, “A Versatile Hybrid Mock Circulation for Hydraulic Investigations of Active and Passive Cardiovascular Implants,” ASAIO Journal, vol. 65, no. 5, pp. 495–502, Jul. 2019, doi: 10.1097/MAT.0000000000000851.

[128] G. M. Pantalos, S. C. Koenig, K. J. Gillars, G. A. Giridharan, and D. L. Ewert, “Characterization of an Adult Mock Circulation for Testing Cardiac Support Devices,” ASAIO Journal, vol. 50, no. 1, pp. 37–46, Jan. 2004, doi: 10.1097/01.MAT.0000104818.70726.E6.

[129] L. Fresiello et al., “Reproduction of Continuous Flow Left Ventricular Assist Device Experimental Data by Means of a Hybrid Cardiovascular Model With Baroreflex Control: LVAD Assistance Simulation with a Hybrid Model,” Artificial Organs, vol. 38, no. 6, pp. 456–468, Jun. 2014, doi: 10.1111/aor.12178.

[130] L. W. Stevenson et al., “INTERMACS Profiles of Advanced Heart Failure: The Current Picture,” The Journal of Heart and Lung Transplantation, vol. 28, no. 6, pp. 535–541, Jun. 2009, doi: 10.1016/j.healun.2009.02.015.

[131] K. Guelton, “Modèles Flous de Type Takagi-Sugeno: des Origines à la Problématique Actuelle de leur Commande à Base de Signaux Echantillonnés,” p. 8.

Mattias Scheffler

Modélisation Multi-physique et Commande d'une Pompe Cardiaque à Membrane Ondulante

Résumé : Cette thèse a pour sujet le pilotage d'une pompe d'assistance cardiaque à membrane ondulante. Contrairement aux pompes à débit continu actuelles, cette technologie permet de restaurer le pouls des patients et donc potentiellement limiter les complications médicales liée à son absence. Un modèle multi-physique de la pompe est mis en place pour aider à concevoir les premiers algorithmes de commande spécifiques à cette technologie. Un outil de co-simulation spécifique est développé permettant de coupler le mécanisme d'actionnement et ses algorithmes d'asservissement développés sous Matlab/Simulink avec le modèle éléments finis de l'interaction-fluide structure de la tête de pompe réalisé sous COMSOL. Des algorithmes d'identification et d'estimation sont proposés pour comparer le modèle de la pompe à des données expérimentales en vue d'une validation du modèle. Une commande par retour d'état combinée à un filtre de Kalman est développée pour imposer les oscillations de la pompe. La possibilité d'utiliser les données de sortie du filtre pour estimer le débit et la pression de la pompe est validée. Pour le cas où il n'est pas possible d'utiliser un capteur de position, une commande sans capteur est proposée. Le mouvement de la membrane est alors estimé à partir de mesures de courant et de tension électrique et du modèle de l'actionneur. Les lois de commande sont validées et leur impact sur les performances maximales de la pompe est étudié.

Abstract : This thesis deals with the control of a undulating membrane cardiac assistance pump. Contrary to current continuous flow pumps, this technology can restore the patient's pulse and thus potentially limit the medical complications related to its absence. A multi-physics model of the pump is implemented to help design the first control algorithms specific to this technology. A specific co-simulation tool is developed to couple the actuation mechanism and its control algorithms developed in Matlab/Simulink with the finite element model of the interaction-fluid-structure of the pump head developed in COMSOL. A state feedback control combined with a Kalman filter is developed to drive the oscillations of the pump. The possibility of using the Kalman filter output data to estimate the pump flow rate and pressure is validated. For the case where it is impossible to use a position sensor, a sensorless control scheme is proposed. Here, the motion of the diaphragm is estimated from electrical current and voltage measurements and the actuator model. The control laws are validated and their impact on the maximum performance of the pump is studied.