

Filière Systèmes industriels

Orientation Power & Control

Travail de bachelor Diplôme 2017

Lionel Favre

Etude et amélioration d'une électrovalve

- *Professeur*
Samuel Chevailler
- *Expert*
Raphael Alvarez
- *Date de la remise du rapport*
18.08.2017

Ce rapport est l'original remis par l'étudiant.
Il n'a pas été corrigé et peut donc contenir des inexactitudes ou des erreurs.



Etude et dimensionnement d'une électrovalve

Diplômant/e Lionel Favre

Objectif du projet

L'objectif du projet est d'étudier une électrovanne miniature. Dans certaines applications médicales, le bruit de la vanne est dérangeant, plusieurs solutions diminuant le bruit doivent être étudiées, implémentées et caractérisées.

Méthodes | Expériences | Résultats

Afin d'avoir tous les éléments en main pour l'élaboration de solutions diminuant le bruit lors des commutations, la cinématique de la partie mobile de la vanne est modélisée. Les domaines physiques intervenant lors d'une commutation sont complexes et ne peuvent pas être simulés parfaitement. Des hypothèses sont émises et les limites de l'algorithme sont définies. Le modèle se base sur des équations physiques, des calculs par éléments finis, des mesures ainsi que des vidéos en slow motion.

Le modèle permet de comprendre en profondeur le fonctionnement de la vanne ainsi que de déterminer les variables influençant le bruit. Une recherche sur un large panel de solutions, permettant de diminuer voire supprimer le bruit, est entreprise.

Diverses idées intéressantes sont mises en avant telles que, la saturation locale du circuit ferromagnétique, la compression du gaz, la régulation du courant, l'utilisation de la technologie des poudres ou même repenser totalement le fonctionnement de la vanne.

Le cahier des charges étant très exigeant et les moyens à disposition limités, seules les modifications les plus pertinentes sont implémentées et caractérisées à l'aide du banc de test conçu à cet effet.

Travail de diplôme | édition 2017 |

Filière
Système industriel

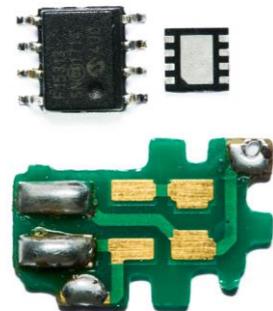
Domaine d'application
Power & Control

Professeur responsable
Samuel Chevailler
samuel.chevailler@hevs.ch

Partenaire
IMI precision engineering



Une des solutions étudiées est de modifier l'impédance acoustique ainsi que la masse de certaines pièces en utilisant la technologie des poudres.



Une autre solution consiste à réguler le courant permettant de diminuer la vitesse de la partie mobile. Les faibles dimensions sont un vrai challenge.



Analyse und Verbesserung eines Elektroventils

Diplomand/in Lionel Favre

Ziel des Projekts

Das Ziel ist es, die Funktionsweise eines kleinen, pneumatischen Elektroventils zu analysieren, mehrere Lösungen zur Lärmverringerng zu implementieren und zu prüfen.

Methoden | Experimente | Resultate

Zur Analyse von lärmverringernden Massnahmen während dem Schalten des Ventils wird ein Modell aller beweglichen Teile erstellt. Aufgrund der Komplexität der physikalischen Abläufe während dem Schaltvorgang kann das Ventil nicht exakt modelliert werden und es werden Annahmen gemacht. Das Modell basiert auf physikalischen Gleichungen, Simulationen mittels Finite-Elementen, Messungen und der Untersuchung von Zeitlupen-Videos.

Mit Hilfe dieses Modells konnten die kinematischen Vorgänge des Ventils besser verstanden und Lösungen zur Verringerung des Lärms entwickelt werden.

Verschiedene Ideen wurden im Verlaufe dieser Arbeit ausgearbeitet, wie zum Beispiel: die lokale Sättigung des ferromagnetsichen Kreises, Gaskomprimierung, Stromregelung, Herstellung einzelner Teile mittels Pulvertechnologie oder Überdenken des ganzen Mechanismus.

Das Pflichtenheft war sehr anspruchsvoll und die Zeit für das Projekt limitiert. Darum wurden nur die sinnvollsten Lösungsansätze zur Verringerung des Lärms beim Schaltvorgang des Ventils auf einer Testbank implementiert und geprüft.

Diplomarbeit
 | 2017 |

Studiengang
Systemtechnik

Anwendungsbereich
Power & Control

Verantwortliche/r Dozent/in
Samuel Chevailler
samuel.chevailler@hevs.ch

Partner
IMI precision engineering



Eine der untersuchten Lösungen ist, die akustische Impedanz sowie das Gewicht mit Hilfe der Pulvertechnologie zu ändern.

Eine andere Lösung besteht in der Stromregelung, so dass die Geschwindigkeit des mobilen Teils reduziert wird.

Sommaire

1	INTRODUCTION	3
2	BUT	3
3	SPÉCIFICATIONS	3
4	PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	4
4.1	FONCTIONNEMENT NIVEAU SYSTÈME	4
4.2	FONCTIONNEMENT DÉTAILLÉ	5
5	MODÉLISATION	6
5.1	HYPOTHÈSES ET SIMPLIFICATIONS	6
5.2	MODÉLISATION MÉCANIQUE	6
5.3	CALCUL ANALYTIQUE	6
5.4	SIMULATION PAR ÉLÉMENTS FINIS	13
5.5	SOMMES DES FORCES S'EXERÇANT SUR LE PLONGEUR	15
5.6	CINÉMATIQUE DU PLONGEUR	21
5.7	TRANSFERT D'ÉNERGIES	27
5.8	LIMITES DU MODÈLE	27
6	MESURES	28
6.1	PRISE DE VUE SLOW MOTION	28
6.2	MESURES DU SON	32
6.3	ANALYSE DES FRÉQUENCES	34
6.4	MESURES DE COURANT	39
6.5	MESURES DE TEMPÉRATURE	43

7	RECHERCHE DE SOLUTIONS	45
7.1	RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE	45
7.2	AMORTISSEMENT DU BRUIT	50
7.3	RÉDUCTION DU CHOC	56
7.4	SUPPRESSION DU CHOC	68
7.5	DISCRIMINATION DES HYPOTHÈSES	71
8	ANALYSE DES SOLUTIONS	72
8.1	BANC DE TEST	72
8.2	PROCÉDURE DES MESURES	73
8.3	DIMENSIONNEMENT ET TEST DES HYPOTHÈSES	74
8.4	ANALYSE	95
9	CONCLUSION	96
10	GLOSSAIRE	97
11	BIBLIOGRAPHIE	98
12	REMERCIEMENTS	98
13	ANNEXES SUR CD	99
14	ANNEXES	99

1 Introduction

Depuis la révolution industrielle, de plus en plus de tâches sont automatisées et miniaturisées. En automation, la pneumatique est un vecteur de force apprécié pour sa vitesse et flexibilité cependant les systèmes pneumatiques sont relativement volumineux.

Fluide Automation Système, maintenant IMI Precision engineering [1], est une entreprise spécialisée dans la pneumatique miniaturisée. Ces vannes de l'ordre du centimètre peuvent être implémentées dans des appareils portatifs. Elles sont utilisées pour amener de l'oxygène aux plongeurs ou aux pompiers en interventions. Une autre utilisation de ces électrovannes est dans le domaine médical pour la mesure de pression sanguine des patients. Dans cette dernière application, de nombreuses réclamations concernant le bruit des vannes lors des commutations ont été recensées.

Lors des commutations, la bobine de la vanne est excitée ce qui déplace une partie mobile qui laisse passer le gaz. Cette partie mobile émet du bruit lorsqu'elle atteint la fin de course. Ce bruit est gênant selon le domaine d'application mais de manière plus générale le bruit résulte d'un choc violent engendrant une usure prématurée de la vanne qui n'atteint plus le nombre de cycles prévu.

2 But

Le but de ce présent travail de diplôme est de caractériser l'électrovalve PICOSOL [2] pour déterminer précisément la cause du bruit. La cause connue, différentes solutions doivent être analysées. Les solutions pertinentes sont testées et leur efficacité caractérisée. Finalement un rapport sur les différentes analyses et tests menés durant le projet doit être remis à l'entreprise partenaire leur permettant ainsi d'avancer sur la problématique du bruit de leur électrovalve.

3 Spécifications

Les spécifications de la vanne modifiée ont été établies en collaboration avec IMI précision et le responsable du travail de diplôme. Elles ont été établies lors de la réunion du 19.05.2017 à Versoix [3].

- Les caractéristiques de la vanne ne doivent pas être changées (temps d'ouverture, plage d'utilisation ainsi que le débit)*.
- Les dimensions de la vanne doivent rester inchangées car l'enveloppe se fixant sur la vanne doit rester la même*.
- Les électrovannes sont lowpower, la consommation de l'ensemble doit rester faible*.
- Une électrovalve est vendue 5.- l'unité, le surcoût dû aux modifications ne doit pas dépasser 50 centimes par vanne.
- Le bruit émis par la vanne doit être diminué
- Si possible, la durée de vie de l'électrovanne doit être augmentée (pour atteindre les 200 millions de cycles annoncés)*

* Datasheet de la vanne PICOSOL en annexe n°2

4 Principe de fonctionnement

4.1 Fonctionnement niveau système

L'électrovanne étudiée est une vanne tout ou rien (TOR) 2/2 monostable normalement fermée [2].

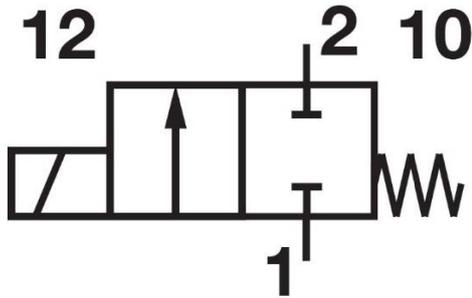


Figure 1: électrovanne 2/2 monostable NC

Au repos un ressort (10) maintient la vanne en position fermée, l'air ne peut pas circuler (NC). Lorsqu'un courant traverse la bobine (12), la vanne commute. L'air peut ainsi circuler de l'orifice 1 vers l'orifice 2.

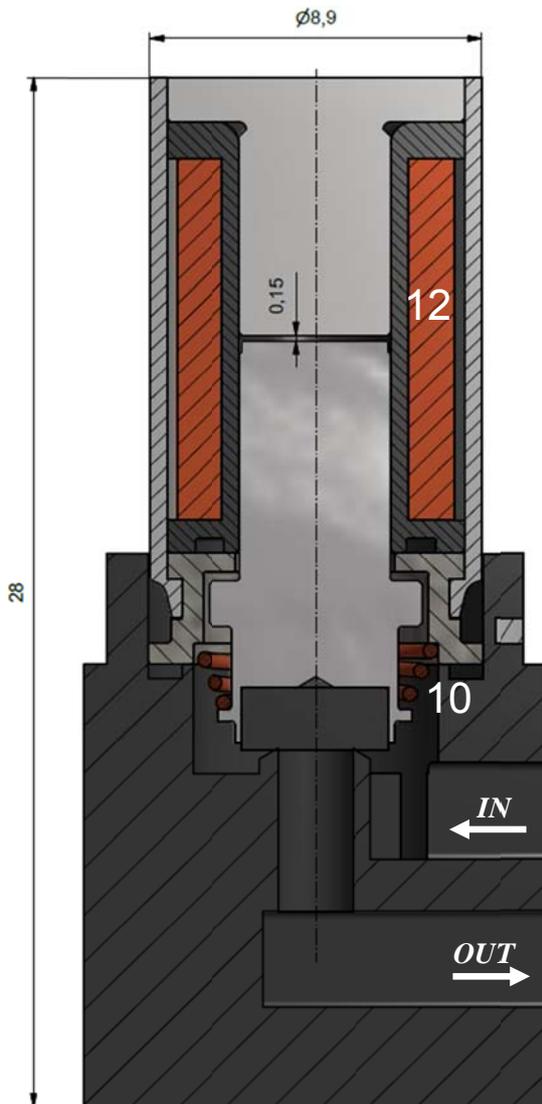


Figure 2: Vue en coupe de l'électrovanne

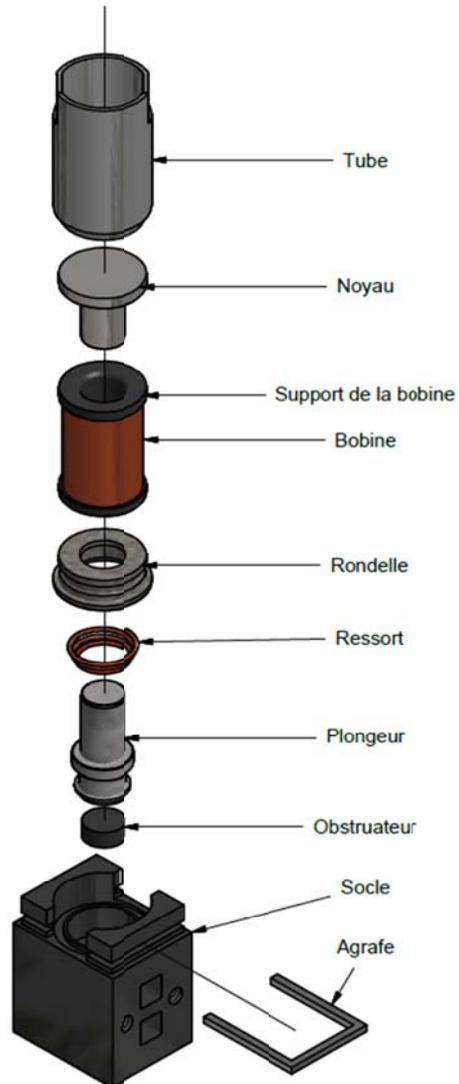


Figure 3: Vue explosée de l'électrovanne

Sur la Figure 2, la structure simplifiée de la vanne étudiée. Au repos le ressort plaque le plongeur contre la sortie d'air. Lorsque la bobine est excitée, une force est exercée sur le plongeur qui va libérer la sortie permettant à l'air de circuler. Le plongeur après une course de 0.15mm est bloqué par le noyau fixe. Lorsque la bobine n'est plus excitée le ressort ramène le plongeur en position de repos [3].

Il y a plusieurs types d'électrovannes [2] mais le circuit magnétique et le principe de fonctionnement reste le même pour les vannes tout ou rien. Le travail de diplôme se focalise sur le circuit magnétique ainsi que l'électronique pilotant l'ensemble.

4.2 Fonctionnement détaillé

L'ensemble est un électroaimant, [4] un système générateur d'un champ d'induction magnétique composé d'une bobine fixe et d'un réseau ferromagnétique.

Le circuit ferromagnétique est formé par le noyau fixe, le plongeur, la rondelle ainsi que le tube (Figure 3). Le plongeur étant mobile, il existe des entrefers plus ou moins grands selon sa position. Les métaux utilisés sont ferromagnétiques. De l'acier Inox magnétique 430FR est utilisé pour le plongeur, noyau fixe et la rondelle. L'acier 430FR s'oxyde en cas d'immersion mais résiste à la corrosion s'il est en contact avec de l'air. De l'acier 35 est utilisé pour le tube. [3], [5]

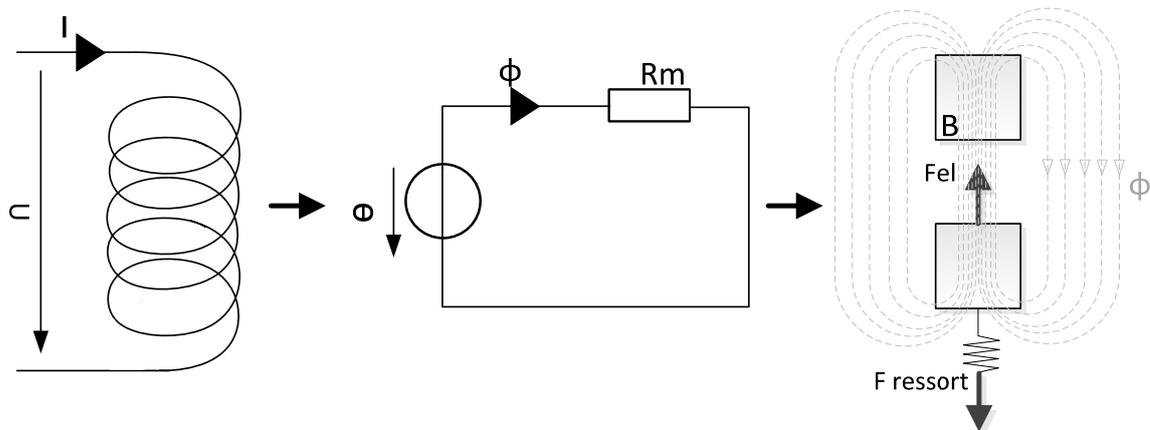


Figure 4: Schéma de principe

Lorsque la bobine est parcourue par un courant, un champ magnétique est généré. Ce champ magnétique engendre un flux. Le flux traversant les matériaux ferromagnétiques génère une induction magnétique. Les différentes pièces métalliques du circuit deviennent des électroaimants et s'attirent mutuellement par une force d'attraction découlant du tenseur de Maxwell [4]. Cette force va engendrer le déplacement du plongeur (F_{el}).

Le plongeur en se déplaçant comprime le ressort qui emmagasine cette énergie [6]. Lorsque la bobine n'est plus alimentée, la force du tenseur de Maxwell n'est plus appliquée. L'énergie contenue dans le ressort peut être libérée. Une contre force due au ressort ramène le plongeur en position initiale ($F_{ressort}$).

5 Modélisation

Le système est caractérisé et modélisé pour ensuite être analysé. Une bonne modélisation est primordiale car c'est elle qui servira de base pour comprendre le fonctionnement de la vanne de manière approfondie et permettra de tester diverses alternatives pour diminuer les bruits et les chocs par simulation.

5.1 Hypothèses et simplifications

Pour créer un modèle analytique des hypothèses, sont émises permettant de simplifier le circuit magnétique de la vanne et la cinématique du plongeur. Ces simplifications permettent de calculer rapidement le flux parcourant le circuit magnétique. Les hypothèses sont :

- *Pas de saturation de l'induction magnétique
- *Un flux uniforme dans la matière
- *Pas de fuite
- *Simplification du circuit ferromagnétique
- Régime établi (pas de constante de temps magnétique, pas de courant de Foucault)
- Pas d'hystérésis lors de la polarisation des parties magnétiques
- Simplification de la géométrie
- Coefficient de rigidité des ressorts constant
- La vanne subit uniquement l'accélération terrestre comme force externe au système
- Simplification de la mécanique des fluides (fonctionnement adiabatique de la vanne, gaz parfait, pas de déplacement de flux d'air)
- Fonctionnement symétrique, pas de force normale à l'axe du plongeur

** Dans le modèle analytique uniquement*

5.2 Modélisation mécanique

Des plans transmis par IMI precision et des mesures effectuées sur les électrovannes, celle-ci est modélisée en 3D avec le programme Autodesk Inventor (*annexe sur CD n°8*). Ce modèle 3D précis sert de référence pour le calcul des volumes. Il permet de faire des analyses modales pour trouver les fréquences propres des pièces (*p.34*). C'est sur cette base que le banc d'essais est construit (*p.72*). Le logiciel Inventor permet aussi de faire les mises en plan pour l'usinage des différentes pièces (*annexes n°6 à 8*).

5.3 Calcul analytique

La modélisation analytique permet de dimensionner grossièrement et rapidement le fonctionnement de la vanne. Le système est mis en équations dans Matlab de manière à facilement pouvoir changer les paramètres et trouver rapidement des optimums dans les dimensions et formes lors de l'optimisation (*annexe n°11*).

La modélisation analytique est calculée plus rapidement que la modélisation par éléments finis de par les hypothèses considérées. La méthode analytique permet de trouver un ordre de grandeur optimal couvrant un large spectre de variables. La méthode par éléments finis permet d'affiner le modèle calculé par la méthode analytique (*5.1 Hypothèses et simplifications p.6*).

5.3.1 Réseau de résistances magnétiques

A partir des plans fournis par le partenaire IMI precision, le circuit magnétique de la vanne est simplifié et décomposé en éléments simples selon la Figure 5. Les parties en cuivre ainsi qu'en polymère sont négligées dans le circuit ferromagnétique car leur perméabilité est proche de 1 [5].

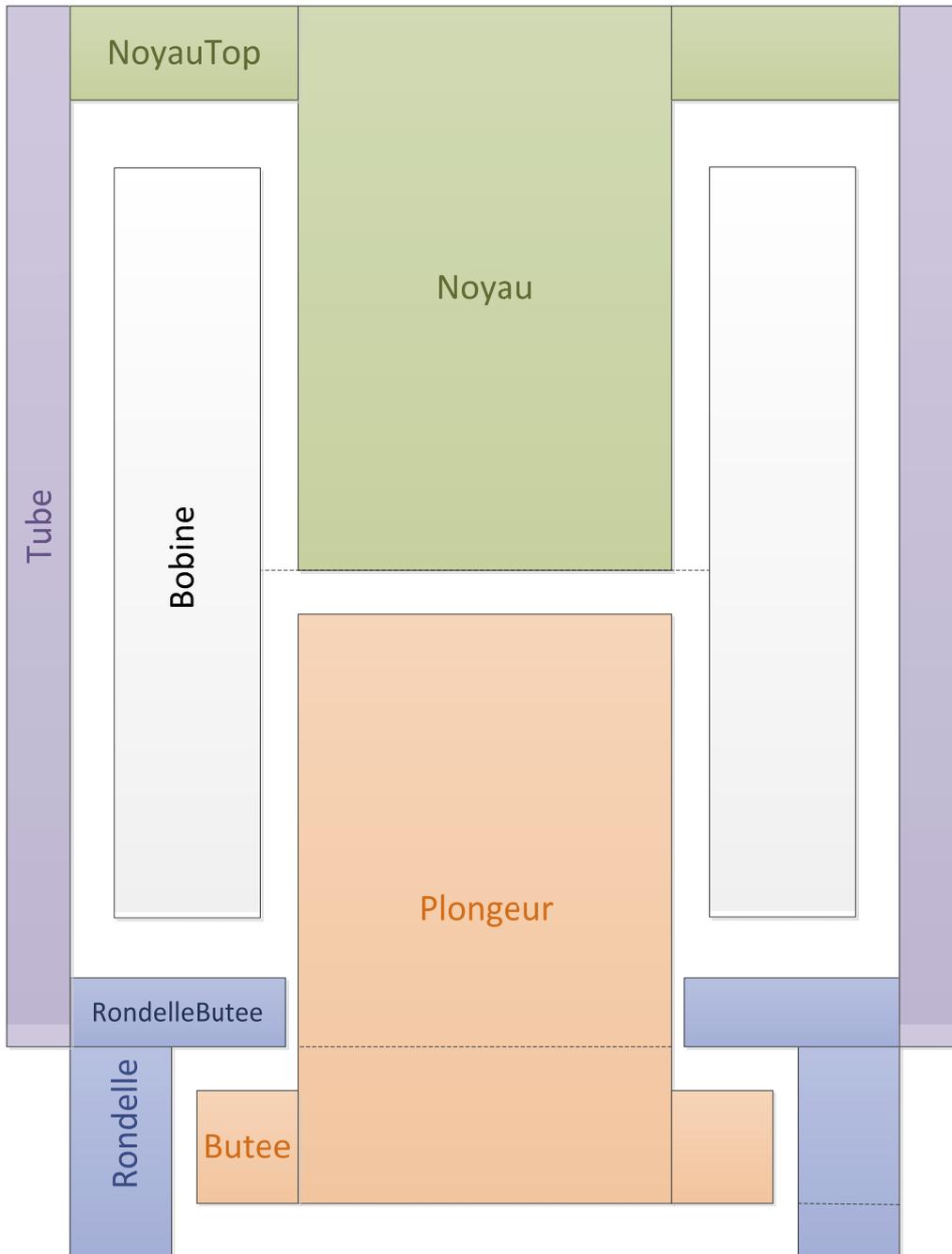


Figure 5: Simplification du circuit magnétique

Trois parcours possibles sont considérés pour le flux. Les fuites bouclant dans l'air ainsi que dans le socle de la vanne sont négligées (Figure 6).



Figure 6: Parcours du flux

Les différents blocs simplifiés sont transposés dans un schéma magnétique équivalent. Les différents flux varient en fonction de la position du plongeur. Les reluctances variant en fonction de la position du plongeur sont représentées avec une flèche les traversant (Figure 7).

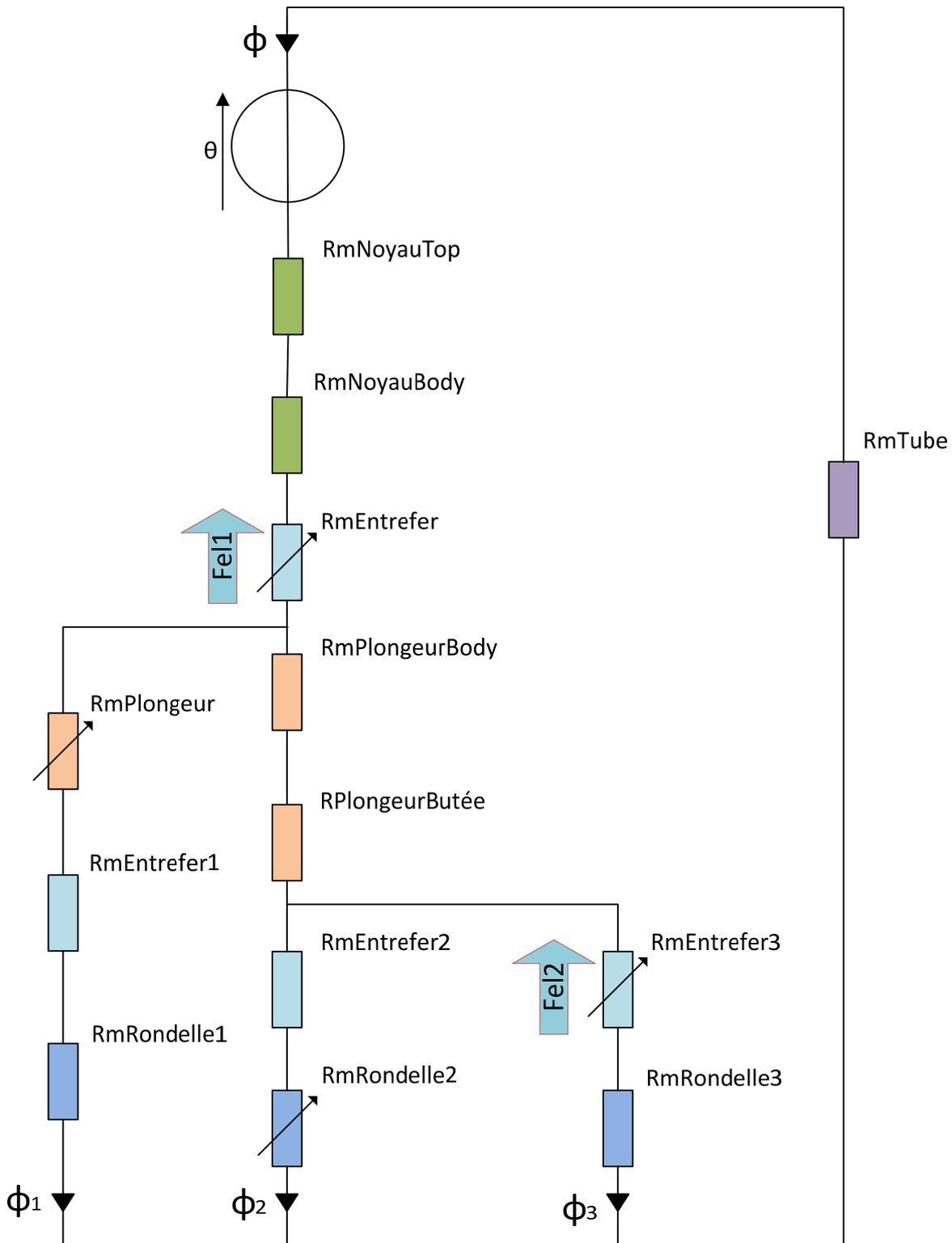


Figure 7: Schéma magnétique équivalent

La résistance magnétique de chaque partie est calculée comme suit :

$$Rm = \int_c \frac{ds}{\mu \cdot S} \quad (5.1) \quad [4, p. 15]$$

De l'équation (5.1) :

cylindre plein dont le flux est parallèle à H :

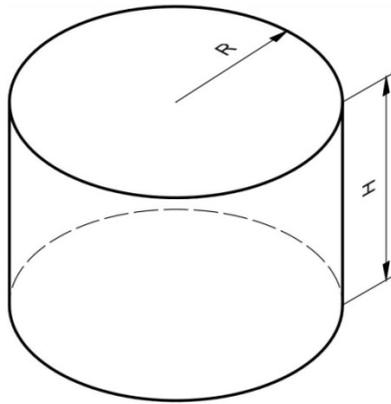


Figure 8: Résistance magnétique cylindre

$$Rm = \frac{H}{\mu_0 \cdot \mu_r \cdot S} = \frac{H}{\mu_0 \cdot \mu_r \cdot \pi \cdot R^2} \quad (5.2)$$

cylindre creux dont le flux est parallèle à H :

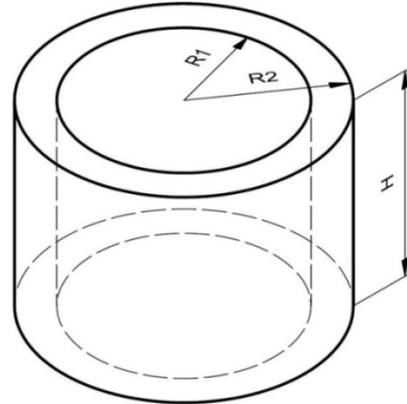


Figure 9: Résistance magnétique cylindre creux

$$Rm = \frac{H}{\mu_0 \cdot \mu_r \cdot S} = \frac{H}{\mu_0 \cdot \mu_r \cdot \pi \cdot (R_2 - R_1)^2} \quad (5.3)$$

disque creux dont le flux est perpendiculaire à H

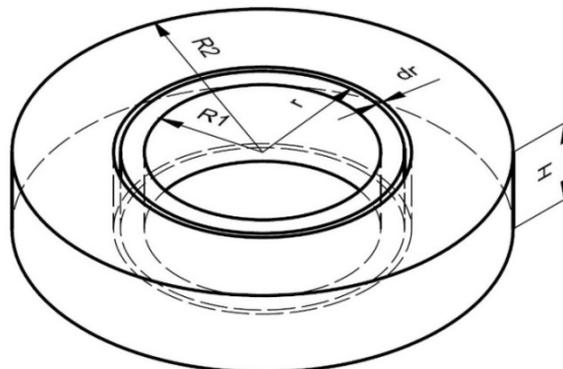


Figure 10: Résistance magnétique disque creux

$$\int_{R_1}^{R_2} Rm = \int_{R_1}^{R_2} \frac{dr}{\mu_0 \cdot \mu_r \cdot S(r)} = \frac{1}{\mu_0 \cdot \mu_r} \cdot \int_{R_1}^{R_2} \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot h} dr \quad (5.4)$$

$$Rm = \frac{\ln \frac{R_2}{R_1}}{2 \cdot \pi \cdot h \cdot \mu_0 \cdot \mu_r}$$

La résistance magnétique équivalente est ensuite calculée selon les règles de simplification

$$Rm \text{ série} \rightarrow Rm_1 + Rm_2 + Rm_3 + \dots \quad (5.5) \quad [4, p. 15]$$

$$Rm // \rightarrow \frac{1}{\frac{1}{Rm_1} + \frac{1}{Rm_2} + \frac{1}{Rm_3} + \dots} \quad (5.6) \quad [4, p. 15]$$

5.3.2 Calcul de la force d'attraction

Pour le calcul analytique de la force d'attraction, la saturation de l'induction magnétique B dans la matière n'a pas été prise en considération. Le μ_r est considéré comme constant (5.1 Hypothèses et simplifications p.6). L'intérêt du calcul analytique est de pouvoir visualiser la variation des différents flux en fonction de la position du plongeur ainsi que la répartition des forces de manière quantitative. Les forces sont déterminées de manière qualitative à l'aide des logiciels par éléments finis au chapitre 5.5.2 Force d'attraction (p.16).

$$\mu_r = \frac{B}{\mu_0 \cdot H} \rightarrow \text{hyp: } \mu_r = \text{constant} \quad (5.7)$$

Un μ_r constant de 200 est choisi pour les calculs analytiques car c'est la valeur donnant les résultats se rapprochant le plus des calculs par éléments finis au point de fonctionnement de la vanne (p.13).

$$\theta = N \cdot I \quad (5.8) \quad [4, p. 7]$$

$$\Phi = \frac{\theta}{Rm_{tot}} \quad (5.9) \quad [4, p. 8]$$

Le calcul analytique par la discrétisation du circuit ferromagnétique en plusieurs branches (Figure 7) permet de calculer séparément les trois flux du circuit (5.9).

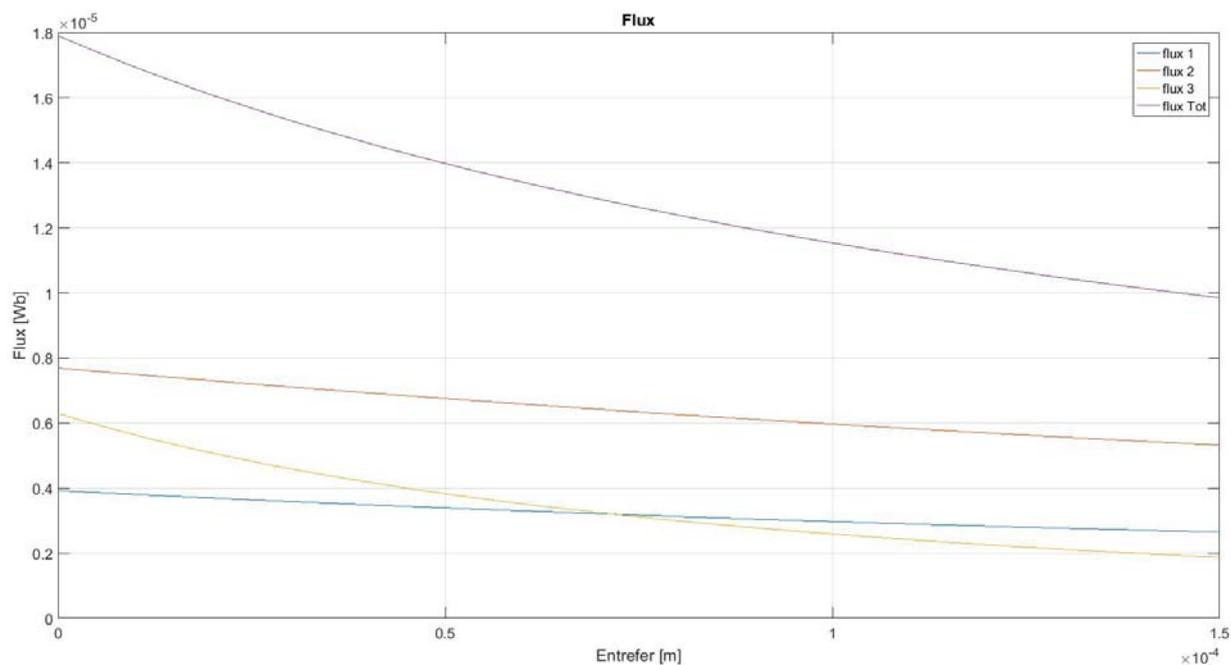


Figure 11: Flux traversant les entrefers

On note que les flux 1 et 2 varient peu car il n'y a pas de variation de l'entrefer plongeur-rondelle lors du déplacement du plongeur. Contrairement au flux 3 qui triple de valeur avec l'avancée du plongeur car l'entrefer entre le plongeur et la rondelle diminue drastiquement (Figure 6).

$$B = \mu_0 \cdot \mu_r \cdot H = \frac{\Phi}{S} \quad (5.10) \quad [4, p. 1 \& 19]$$

Les flux connus, il est possible de déterminer l'induction magnétique aux entrefers avec l'équation (5.10). Ainsi, il est possible de calculer la force du tenseur de Maxwell s'exerçant sur le plongeur. (5.11)

$$F_{el} = \frac{1}{2} \cdot \mu_0 \cdot H^2 \cdot S = \frac{1}{2} \frac{B^2 \cdot S}{\mu_0} \quad (5.11) \quad [4, p. 46]$$

Il y a deux forces issues du flux s'appliquant sur le plongeur. La principale étant celle s'appliquant au sommet du plongeur Fel_1 , la seconde Fel_2 est celle engendrée par le Φ_3 (Figure 6) qui devient importante lorsque le plongeur se rapproche de la position ouverte.

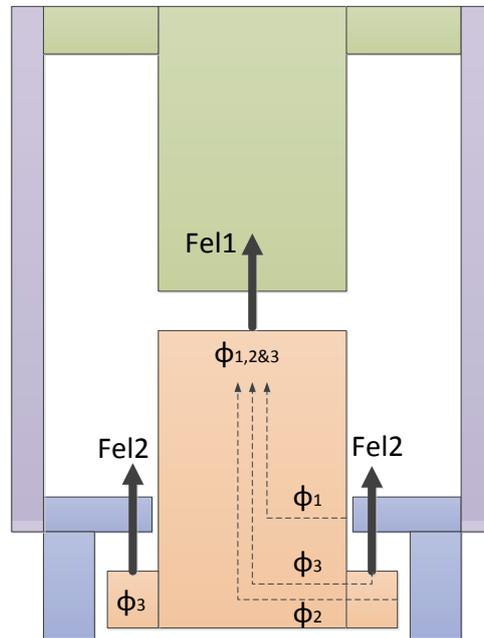


Figure 12: Forces de Maxwell sur le plongeur

De la formule (5.11), la force totale due à l'induction peut être déduite :

$$Fel_{tot} = Fel_1 + Fel_2 = \frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot (B_{plongeur}^2 \cdot S_{plongeur} + B_{butee\Phi_3}^2 \cdot S_{butee\Phi_3}) \quad (5.12)$$

En séparant les trois forces (Figure 13) on remarque que le $\frac{3}{4}$ de la force totale du plongeur est due à Fel_1 . Fel_2 n'est pas si importante car l'entrefer entre le plongeur et la rondelle est plus grand que l'entrefer entre le plongeur et le noyau de 0.1mm (annexe n°3). L'air étant peu perméable au flux magnétique, la résistance magnétique de la branche de Fel_2 reste élevée. De plus les trois flux participent à Fel_1 contrairement à Fel_2 ou les flux 1 et 2 n'apportent rien.

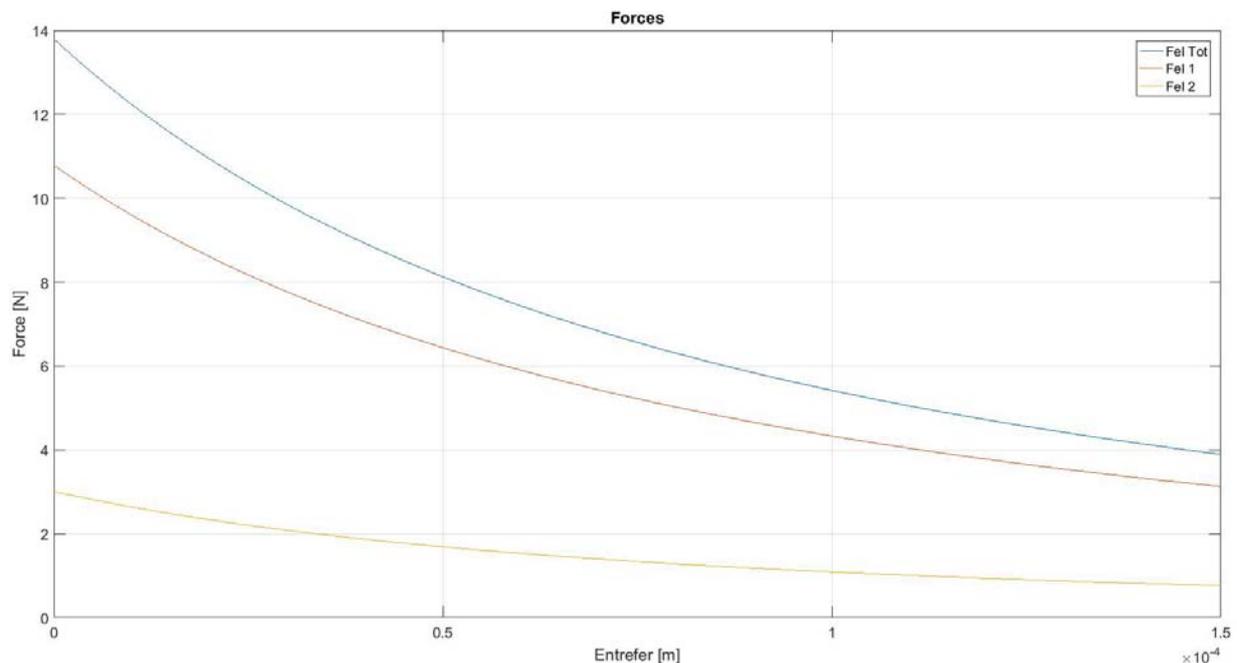


Figure 13: Forces agissant sur le plongeur

5.4 Simulation par éléments finis

Pour une analyse plus fine de l'induction magnétique et de la force de Maxwell sur le plongeur, une simulation par éléments finis avec le programme Ansys Maxwell et COMSOL est effectuée (annexe CD n°10-11). Les courbes B/H des matériaux utilisés dans le circuit ferromagnétique de la vanne sont intégrées aux simulations. Ces courbes ont été transmises par l'entreprise IMI précision (annexe n°4).

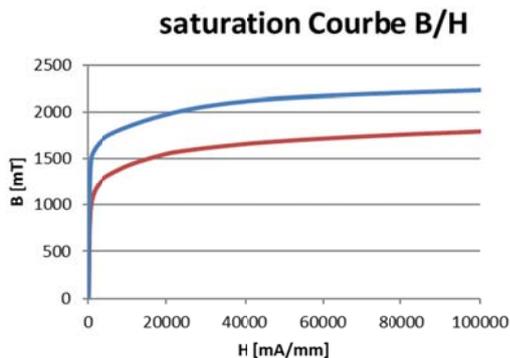


Figure 14: Courbe B/H saturation

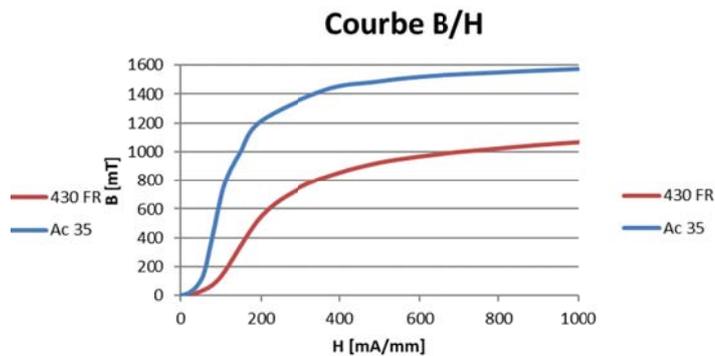


Figure 15: Courbe B/H

Dans un premier temps un modèle 3D simplifié du circuit magnétique de l'électrovalve est modélisé (Figure 16).

Les temps de simulation pour un modèle 3D pour 15 positions du plongeur dure 1h environ. Pour gagner du temps de simulation, le modèle 3D est converti en modèle 2D (Figure 17) en indiquant une symétrie axiale Z. Une même simulation durant 1h avec le modèle 3D est effectuée en 5min avec le modèle 2D pour des résultats équivalents (Figure 21).

Pour un gain de temps, les simulations se font sur le modèle 2D car les dysmétries ne sont pas considérées (5.1 Hypothèses et simplifications p.6)

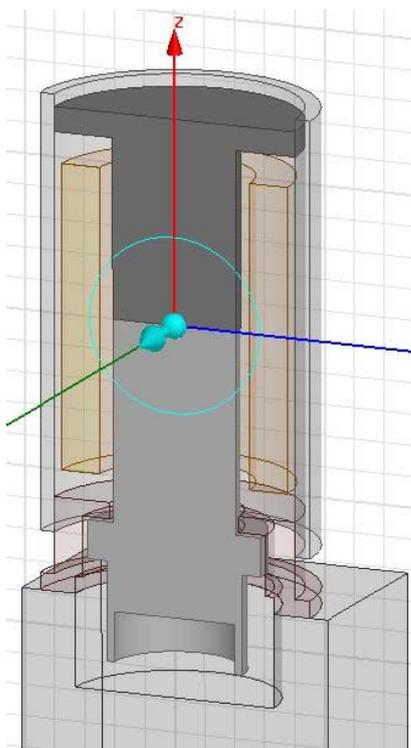


Figure 16: Modèle 3D Ansys Maxwell

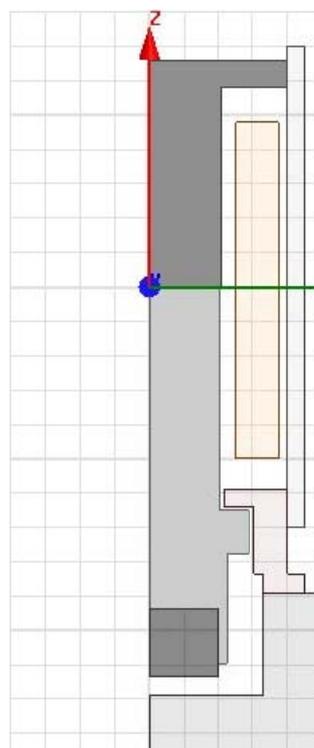


Figure 17: Modèle 2D Ansys Maxwell

Les modèles par éléments finis fonctionnent par itération et prennent ainsi en considération les caractéristiques des matériaux. La courbe B/H de l'acier 35 ainsi que celle de l'acier 430FR ont été intégrées dans les simulations. Les courbes données par le fabricant [2] donnant des erreurs pour des grandes valeurs de H, celles-ci ont été mélangées avec les courbes B/H des mêmes matériaux présents dans le logiciel de simulation COMSOL. Les courbes utilisées sont en annexe CD (n°10-11).

Les simulations pas éléments finis permettent, entre autres, de visualiser la densité de l'induction magnétique et les lignes de champ. Elles permettent aussi de calculer des forces et des inductances.

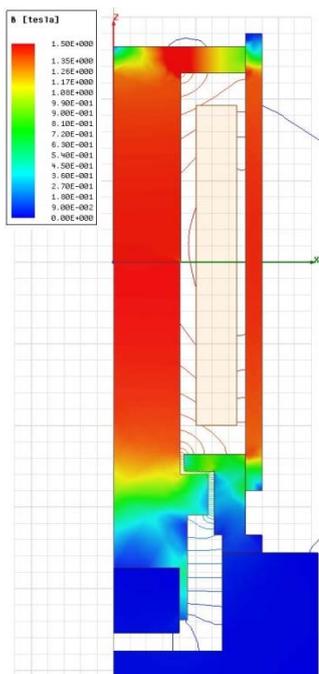


Figure 18: B et flux Ansys Maxwell

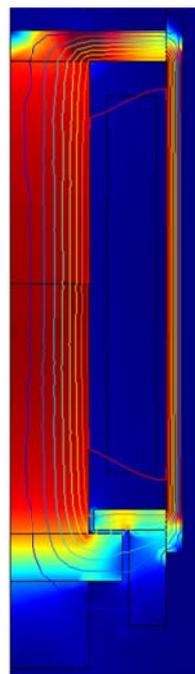


Figure 19: B et flux COMSOL

Les deux logiciels ont des résultats semblables (Figure 18 & Figure 19). En stationnaire le circuit ferromagnétique est totalement saturé. Les deux logiciels calculent avec les mêmes courbes B/H. Les forces sur le plongeur en simulation statique sont comparables (Figure 20 & Figure 21).

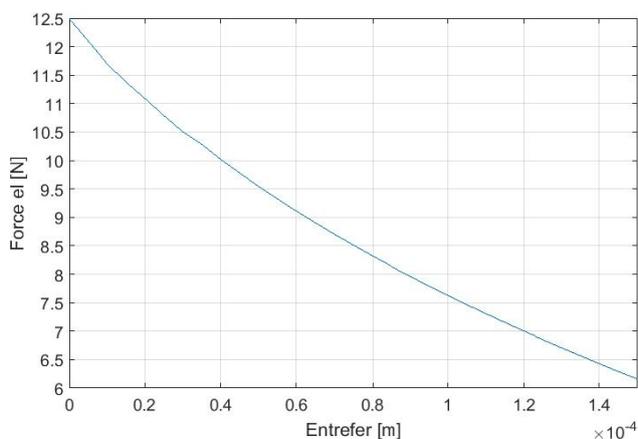


Figure 20: Force el Ansys

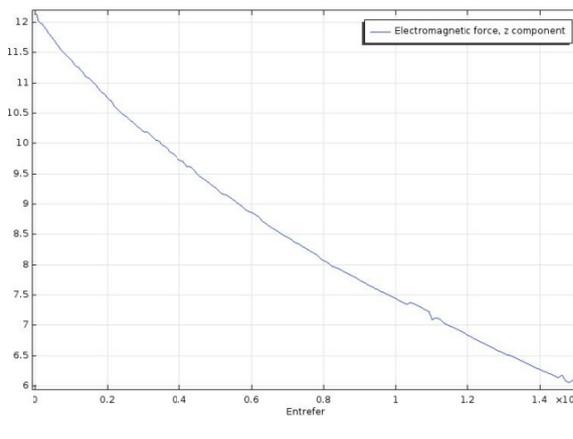


Figure 21: Force el COMSOL

Les résultats obtenus avec le logiciel COMSOL sont moins précis que les résultats obtenus avec Ansys. Cependant il permet d'intégrer plusieurs physiques, des équations de cinématique peuvent être intégrées pour simuler le déplacement du plongeur dans le temps. Pour ce faire, toutes les forces non négligeables doivent être prises en considération (5.5 Sommes des forces s'exerçant sur le plongeur p.15).

5.5 Sommes des forces s'exerçant sur le plongeur

La vanne étant construite de manière symétrique, toutes les forces sont orientées selon l'axe Z (Figure 16). Les forces s'appliquant sur le plongeur tendant à ouvrir la vanne sont considérées positives. Les forces tendant à fermer la vanne sont considérées négatives [7].

5.5.1 Force due au ressort

$$g = G \cdot \frac{M_{\text{terre}}}{R_{\text{terre}}^2} \approx 9.81 \quad (5.13) \quad [8, p. 129]$$

$$Fr(x) = k \cdot x \quad (5.14) \quad [8, p. 129]$$

$$k = \frac{Fr(x)}{x} = \frac{m \cdot g}{x} \quad (5.15)$$

La force donnée par le fabricant de la vanne (annexe n°3) est en grammes pour deux positions (5.20). Le coefficient de rigidité du ressort k est calculé pour les deux positions à partir de la formule (5.15). Les deux valeurs calculées sont ensuite moyennées pour avoir un coefficient k constant. [6]

$$k_{\text{ressort}} = 580 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Sur la Figure 22, la force du ressort varie avec la position du plongeur selon l'équation (5.14). Lorsque la vanne est ouverte (entrefer = 0), le ressort est le plus comprimé, la force exercée par le ressort est la plus grande.

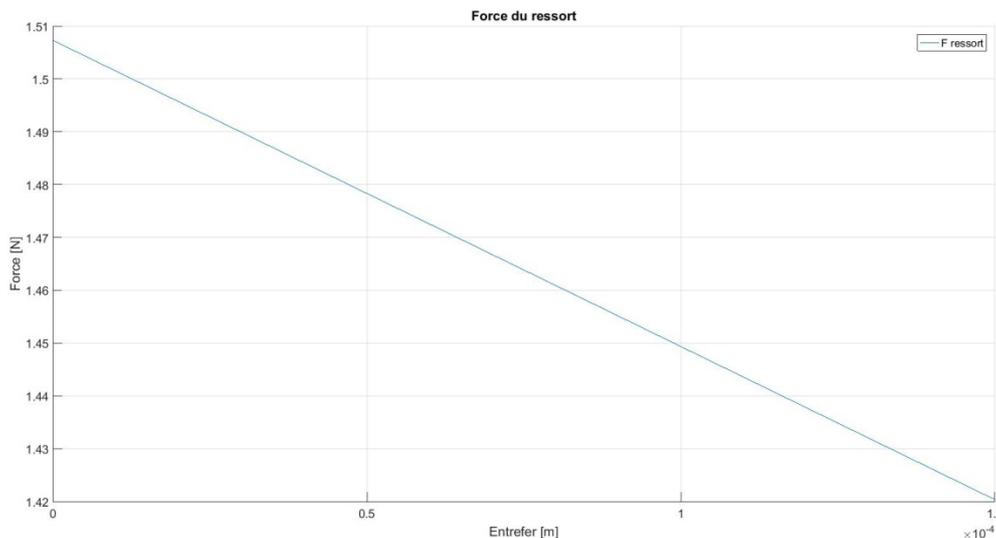


Figure 22: Force du ressort en fonction de l'entrefer

La tolérance du ressort donnée par le fabricant est de $\pm 10gr$ pour $F2 = 112gr$ et $\pm 5gr$ pour $F1 = 75gr$. Cela correspond à une erreur de 9% dans le pire des cas. Cette erreur se répercute sur la force du ressort à hauteur de 9% aussi. La force du ressort lorsque l'entrefer est nul est d'environ $1.5 \pm 0.134 [N]$.

Les tolérances mécaniques d'usinage des pièces maintenant le ressort sont de $\pm 0.02[mm]$ pour la butée. Pour le plongeur, les tolérances sont de $\pm 0.025[mm]$. Dans le pire des cas une erreur de 0.045mm peut survenir. Cette variation de compression du ressort implique une variation d'environ 3 [mN].

Dues à la disparité des caractéristiques du ressort, les autres forces s'appliquant sur le plongeur inférieures à 0.1[N] sont négligées.

5.5.2 Force d'attraction

La force d'attraction due au tenseur de Maxwell (ou électromagnétique) peut être calculée de manière analytique ou par simulation (p.12). Au point de fonctionnement, le circuit ferromagnétique de l'électrovanne est saturé (p.11), les résultats par simulation sont plus fiables pour le calcul de la force d'attraction.

La force électromagnétique dépend de la résistance magnétique totale du circuit ferromagnétique qui varie en fonction des entrefers et donc de la position du plongeur (Figure 5). Elle dépend aussi du courant d'excitation de la bobine.

De l'équation (5.8) à (5.11), il est possible de mettre en évidence la dépendance de la force avec le courant et la résistance magnétique.

$$B = \frac{N \cdot I}{Rm_{tot} \cdot S} \quad (5.16)$$

$$Fel_{(x,I)} = \frac{1}{2} \frac{\left(\frac{N \cdot I}{Rm_{tot(x)} \cdot S} \right)^2 \cdot S}{\mu_0} = \frac{1}{2} \frac{N^2 \cdot I^2}{\mu_0 \cdot Rm_{tot(x)}^2 \cdot S} \quad (5.17)$$

La Figure 23 montre l'évolution de la force en fonction de ces deux paramètres avec le Calcul analytique (5.3) sans prendre en considération la saturation dans la matière.

Le point de fonctionnement de la vanne est à un potentiel magnétique de 216A ($U = 6V$).

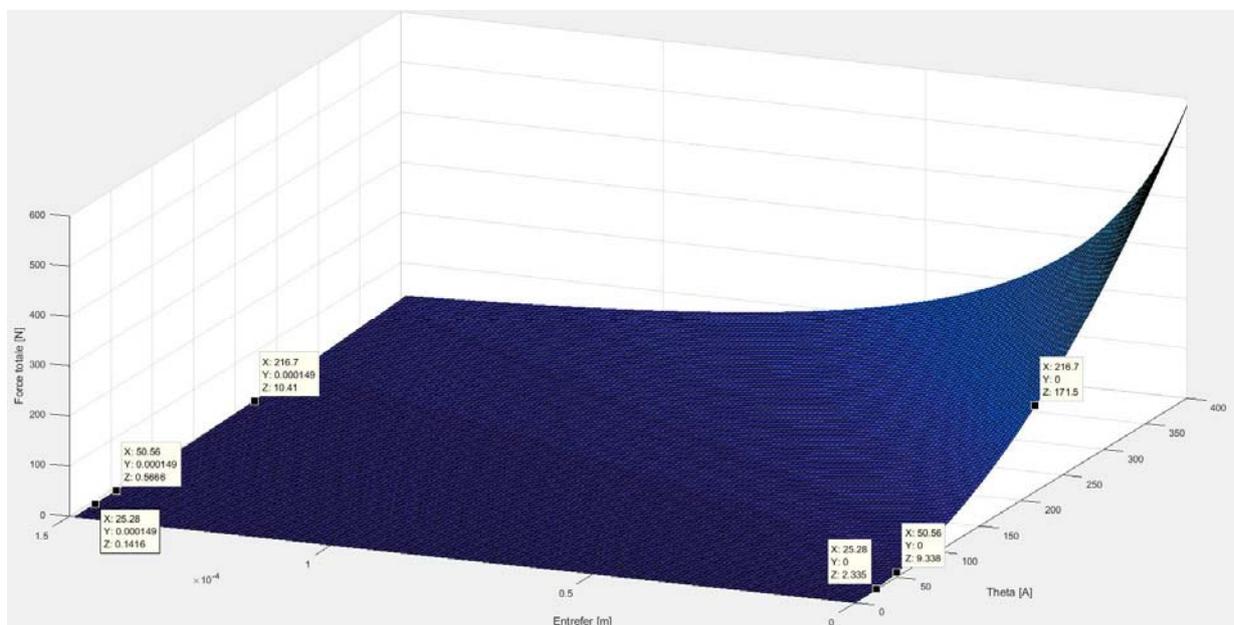


Figure 23: Force d'attraction en fonction de theta et de l'entrefer sans saturation

La Figure 24 montre l'évolution de la force en fonction de ces deux paramètres en prenant en considération la saturation dans la matière et les effets de bords.

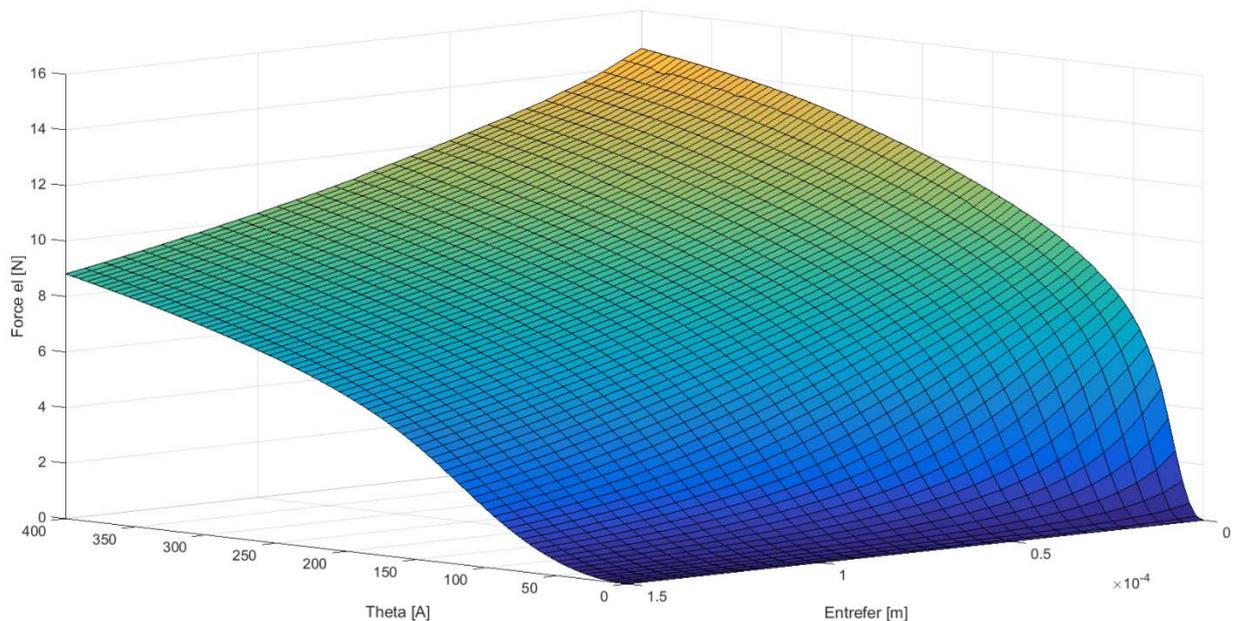


Figure 24: Force d'attraction en fonction de thêta et de l'entrefer avec saturation

On distingue une forte divergence entre la Figure 23 et la Figure 24. Le circuit ferromagnétique est rapidement saturé lorsque le potentiel magnétique est élevé ou que l'entrefer devient très faible. La force d'attraction est déterminée avec cette base de données en interpolant l'entrefer et thêta.

5.5.3 Force due à la pression

Lorsque la vanne est fermée, la pression dans le réseau pneumatique diffère entre l'orifice d'entrée 1 et l'orifice de sortie 2 (0

Fonctionnement niveau système p.4). Cette différence de pression sur une surface applique une force sur le plongeur (5.19).

Selon le référentiel choisi, si la vanne est branchée correctement (arrivée d'air par l'orifice 1) la force due à la pression va plaquer le plongeur en position fermée. Il faudra une force électromagnétique plus élevée pour l'ouvrir. A contrario si la vanne est connectée en inverse, la pression aura tendance à ouvrir la vanne.

$$p = \frac{Fp}{S} \quad (5.18) \quad [8, p. 137]$$

Dans cette configuration, la somme des forces Fp peut s'écrire comme suit.

$$\Sigma Fp = \Delta p \cdot S_{orifice} \quad (5.19)$$

La plage de pression de fonctionnement de la vanne étudiée va de 0 à 10bar ce qui correspond à une plage de 0 – 3 [N] pour la force de pression selon l'équation (5.19) [2].

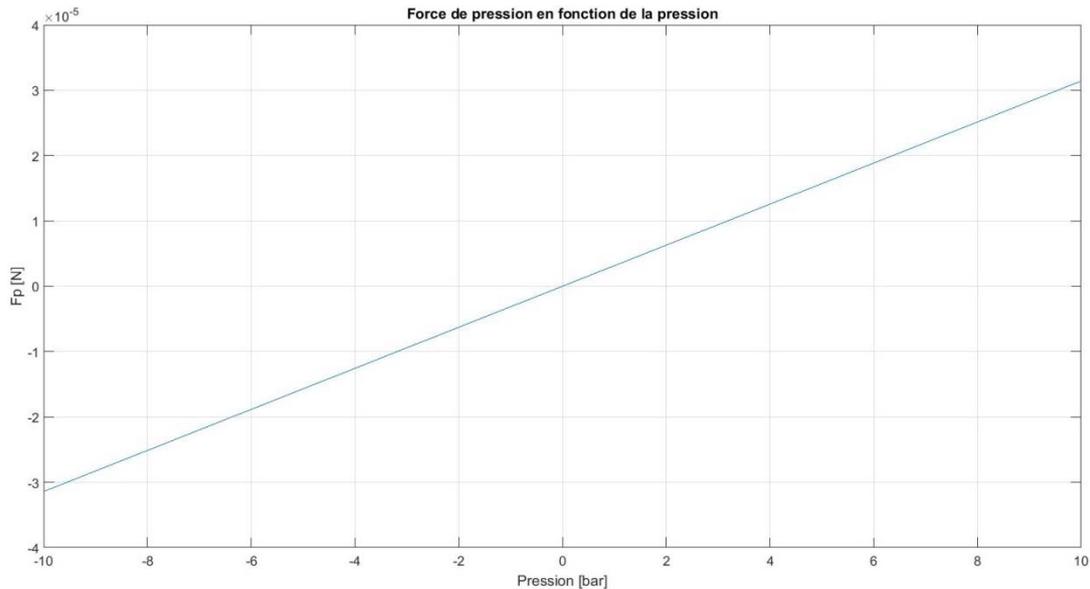


Figure 25: Force de pression en fonction de la pression

En cas de câblages pneumatique erroné, la pression maximale admissible en inverse avant que le plongeur ne s'ouvre due à cette pression est de $-4.5 [bar]$. A cette pression selon l'équation (5.19), la force F_p sera aussi grande que les $1.4[N]$ de la force de rappel du ressort (5.5.1 Force due au ressort p.15)

Ce phénomène a été confirmé par les mesures faites au chapitre 6.4 Mesures de courant p.39

Cette force est appliquée lorsque la vanne est fermée. Lorsque la vanne commence à s'ouvrir la force diminue car les pressions s'équilibrent. Cette diminution de la force n'est pas prise en compte, on considérera l'ouverture de la vanne suffisamment rapide pour négliger l'équilibrage des pressions (5.1 Hypothèses et simplifications p.6).

5.5.4 Force due à la gravité

Dans l'hypothèse où la vanne est tenue verticalement, il est possible de calculer la force de pesanteur s'appliquant sur le plongeur.

$$F_g = m \cdot g \quad (5.20) \quad [8, p. 129]$$

Le volume et la masse calculés par Inventor (Chapitre 5.2) est de 1,1gr. La masse mesurée avec une balance de précision (Mettler PM480 Delta Range 01/9416161) est de 1.119gr + 30mgr pour l'obstruateur. Cette masse correspond à une force de $11.3[mN]$ selon l'équation (5.20). Cette force est négligeable par rapport aux disparités du ressort. Le fonctionnement de la vanne n'est donc pas dépendant de l'orientation de la vanne lors du montage.

5.5.5 Force due au gradient de pression

$$F_a = \rho \cdot g \cdot V_{im} = \rho_{air} \cdot g \cdot (V_{plongeur} + V_{obstruateur}) \quad (5.21) \quad [8, p. 137]$$

La densité de l'air est de $1.293 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ [8, p. 162]. Le volume du plongeur et de l'obturateur est calculé à partir de la modélisation faite sur Inventor (Chapitre 5.2). La force d'Archimède (5.21) sur le plongeur est d'environ $11.3[\mu N]$ ce qui est négligeable en considérant les autres forces s'appliquant sur le plongeur et les marges d'erreur de celles-ci.

5.5.6 Force due aux frottements

Le fonctionnement de la vanne est considéré comme symétrique (5.1 Hypothèses et simplifications p.6). Dans ce cas de figure, si la vanne est tenue à la verticale, le plongeur se déplace sans toucher les bords du support de la bobine. Sans force normale au déplacement, il n'y a pas de force de frottement. [7]

Il faudra cependant s'attendre à avoir des forces de frottement dans les mesures. C'est pourquoi dans les calculs dynamiques une force de frottement est considérée afin de se rapprocher de la réalité. Sa valeur est fixée expérimentalement selon les mesures de courants (6.4 Mesures de courant p.39).

5.5.7 Force due à la compression de l'air

Lorsque le plongeur est en position basse, un volume d'air se trouve entre le plongeur et le noyau fixe. L'air est comprimé lors du déplacement du plongeur. L'augmentation de la pression implique une force s'opposant au déplacement du plongeur.

Pour diminuer cette force un évidement est usiné sur le plongeur (Figure 26).



Figure 26: évidement du plongeur

La pression peut s'équilibrer par transfert d'air entre le plongeur et le noyau de la bobine. La dynamique des fluides est simplifiée et l'échappement de l'air n'est pas considéré. L'augmentation de la pression est calculée sur la base de la loi des gaz parfaits (5.22) et de manière adiabatique (5.23) car la chaleur n'a pas le temps d'être évacuée lors de la commutation. (5.1 Hypothèses et simplifications p.6)

$$p \cdot V = n \cdot r_g \cdot T \quad (5.22)$$

$$p_1 \cdot V_1^{1.4} = p_2 \cdot V_2^{1.4} \quad (\text{adiabatique}) \quad (5.23)$$

$$p_{fin} = p_{ini} \cdot \left(\frac{V_{ini}}{V_{fin}} \right)^{1.4} \quad (5.24)$$

Le volume compressible est entre le noyau fixe et le plongeur. Le volume final considéré lorsque le plongeur est en butée est le volume du dégagement (Figure 26) ainsi que le volume entre le plongeur et le support de la bobine.

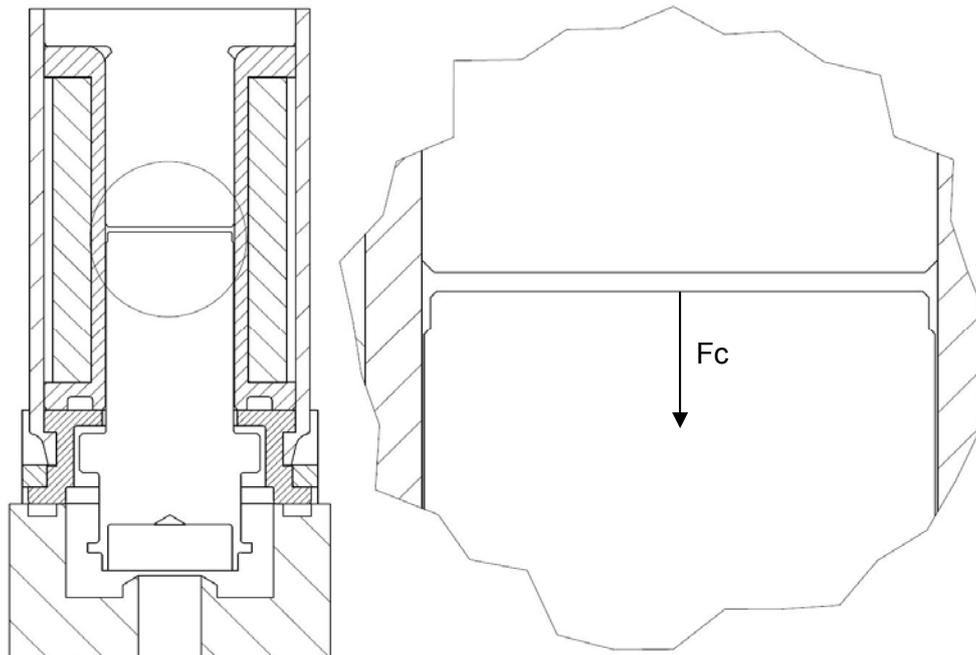


Figure 27: schéma compression de l'air

La surpression applique une force de réaction sur la surface du plongeur (5.19). Cette force varie grandement en fonction de la géométrie du chanfrein du plongeur, du noyau ainsi que de l'ajustement entre le plongeur et le support de la bobine (5.24). Avec la géométrie et les hypothèses considérées, la force due à la compression de l'air varie en fonction de la position du plongeur comme sur la Figure 28.

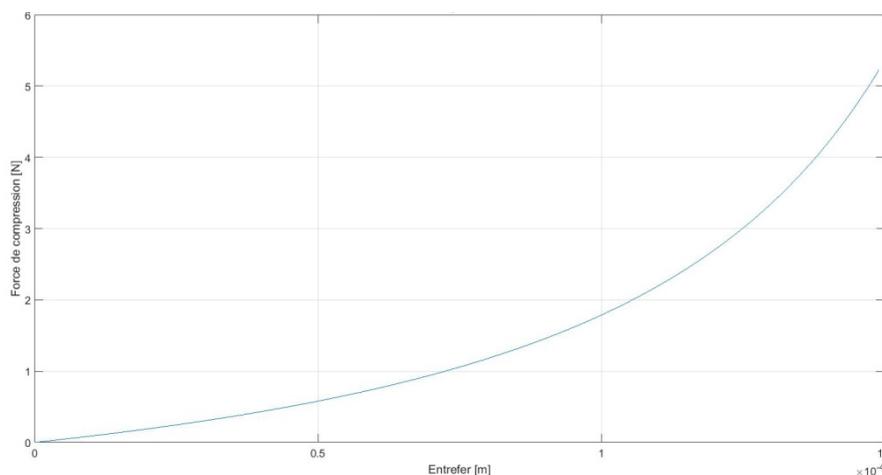


Figure 28: Force due à la compression de l'air (5.24)

5.5.8 Somme des forces

$$\Sigma F = F_{tot} = F_{el} - F_r - F_p \quad (5.25)$$

La somme des forces non négligeables sur le plongeur lorsque la vanne est bloquante (vitesse = 0 et Δp connu) se résume à la relation (5.25). La force électromagnétique s'oppose à la force de rappel du ressort et à la force de pression.

Notes : Plus Δp est élevé, plus la force électromagnétique devra être grande pour déplacer le plongeur. La force électromagnétique dépendant du courant (5.17), celui-ci devra être plus élevé pour commencer à mettre en mouvement le plongeur.

Le modèle statique se trouve en annexe CD n°9

5.6 Cinématique du plongeur

Les différents paramètres externes (*en bleu*) et relations physiques principales agissant sur la position du plongeur sont représentés sur le schéma bloc de la Figure 29.

Le modèle dynamique de la vanne se trouve en annexe CD n°12

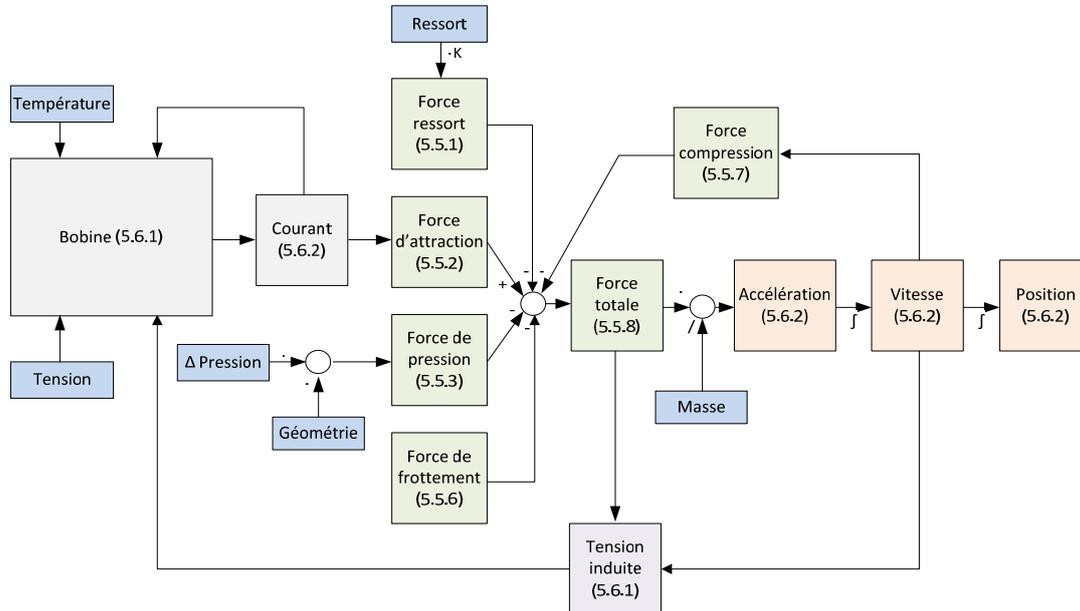


Figure 29: Schéma bloc simplifié de la cinématique du plongeur

Certaines boucles sont rétroactives et dépendantes de la vitesse. Pour les considérer au mieux, les calculs sont dépendants du temps, la modélisation est faite de manière dynamique et non statique.

Les différentes relations physiques entre les blocs de la Figure 29 sont détaillées dans les chapitres suivants. Les différentes forces ont été traitées dans le chapitre précédent 5.5 Sommes des forces s'exerçant sur le plongeur p.15.

5.6.1 Courant et tensions

Le courant parcourant la bobine de l'électrovanne est la variable influençant la force d'attraction (5.17). Une bobine peut être modélisée comme un circuit RL avec une source de tension induite en série.

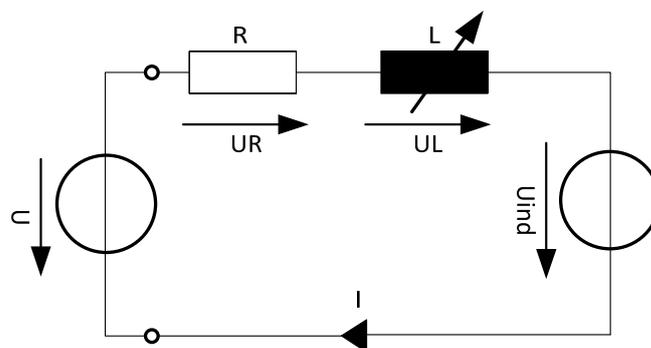


Figure 30: Schéma électrique de la vanne

En appliquant la loi des mailles (5.29), il est possible de connaître les relations entre les différentes tensions du circuit.

$$U_R = R \cdot I \quad (5.26) \quad [9, p. 11]$$

$$U_L = -L \cdot \frac{dI}{dt} \quad (5.27) \quad [9, p. 13]$$

$$U_{ind} = \sum_{p=1}^k i_p \cdot \frac{dL_{jp}}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = 2 \cdot \frac{F_j}{i_j} \cdot v \quad (5.28) \quad [4, p. 107]$$

$$\Sigma U = 0 \rightarrow U = U_R + U_L + U_{ind} \quad (5.29)$$

Le modèle matlab discrétise le temps (ΔT). Entre chaque intervalle, les différentes variables sont considérées constantes. Une variable de l'intervalle précédent est reconnaissable par son index $_{old}$. Ainsi des équations (5.26) à (5.29) on peut écrire :

$$U_{L_{old}} = U - U_{r_{old}} - U_{ind_{old}} = U - R \cdot I_{old} - 2 \cdot \frac{F_{tot_{old}}}{I_{old}} \cdot v_{old} \quad (5.30) \quad [8, p. 128]$$

$$I = I_{old} + \int \frac{U_{L_{old}}}{L_{old}} = I_{old} + \frac{U_{L_{old}}}{L_{old}} \cdot \Delta T \quad (5.31)$$

$$U_{ind} = 2 \cdot \frac{F_{tot}}{I} \cdot v \quad (5.32)$$

Si la vitesse est nulle, la tension induite l'est aussi. Dans ce cas, l'établissement du courant dans la bobine doit être un PT1. Pour contrôler l'exactitude des équations précédentes, l'établissement du courant dans la bobine est comparé à un PT1

$$I_{PT1} = I_{final} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) = \frac{U}{R} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{R \cdot L}}\right) \quad (5.33) \quad [8, p. 128]$$

$$\tau = R \cdot L \quad (5.34)$$

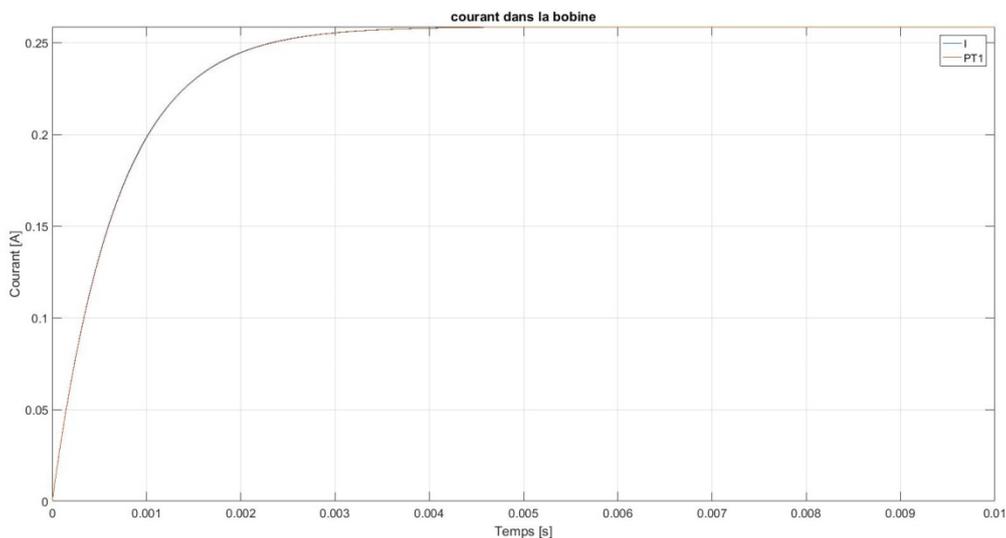


Figure 31: Etablissement du courant dans la bobine ($v=0$)

Lorsque le plongeur est en mouvement, une tension est induite ce qui diminuera le courant dans la bobine et donc la force d'attraction.

5.6.2 Accélération, vitesse et position

Pour chaque intervalle de temps la somme des forces $p.20$ est recalculée en fonction du courant. De la somme des forces et la masse du plongeur il est possible de connaître l'accélération du mobile avec le deuxième principe de Newton (5.36).

$$\Sigma F = m \cdot a \quad (5.35) \quad [8, p. 128]$$

$$a = \frac{F_{\text{tot}}}{M} \quad (5.36)$$

Les équations de cinématique du mouvement uniformément accéléré (5.37) & (5.38) permettent de connaître la vitesse ainsi que la position à partir de l'accélération.

$$x = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 + v_0 \cdot t + x_0 \quad (5.37) \quad [8, p. 126]$$

$$v = a \cdot t + v_0 \quad (5.38) \quad [8, p. 126]$$

$$v_{\text{moy}} = \frac{\Delta x}{\Delta t} \quad (5.39) \quad [8, p. 124]$$

Hyp : Les forces et accélérations sont constantes entre chaque pas de calculs. Les équations MRUA sont discrétisées de manière à pouvoir être appliquées dans les calculs.

$$\Delta x = \frac{1}{2} \cdot a_{\text{old}} \cdot \Delta t^2 + v_{\text{old}} \cdot \Delta t \quad (5.40)$$

$$\Delta v = a \cdot \Delta t \quad (5.41)$$

Le résultat de ces simulations permet de mieux comprendre le comportement dans le temps de la vanne. En modifiant les différents paramètres il est possible de visualiser rapidement les effets de ces changements. Cela permettra de trouver et dimensionner des idées pour diminuer le bruit émis par l'électrovanne lors d'une commutation.

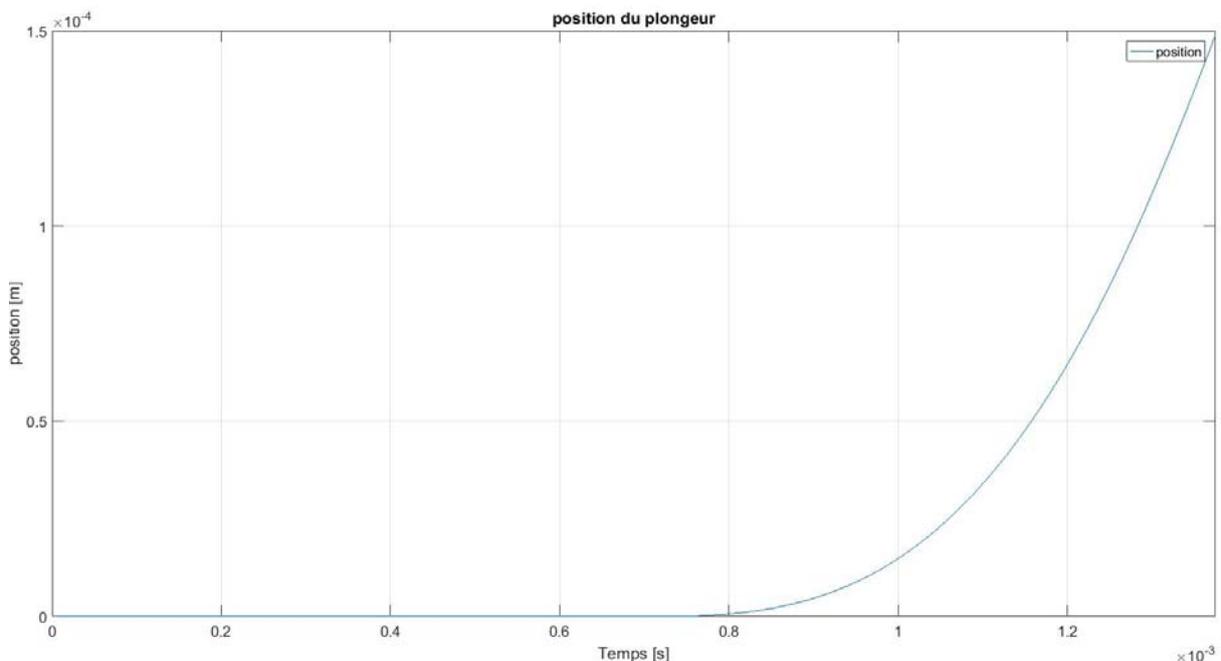


Figure 32: Position du plongeur en fonction du temps

On note que tant que la somme des forces n'est pas positive, le plongeur ne se déplace pas. Dans la simulation le plongeur met 1,4ms pour effectuer la course.

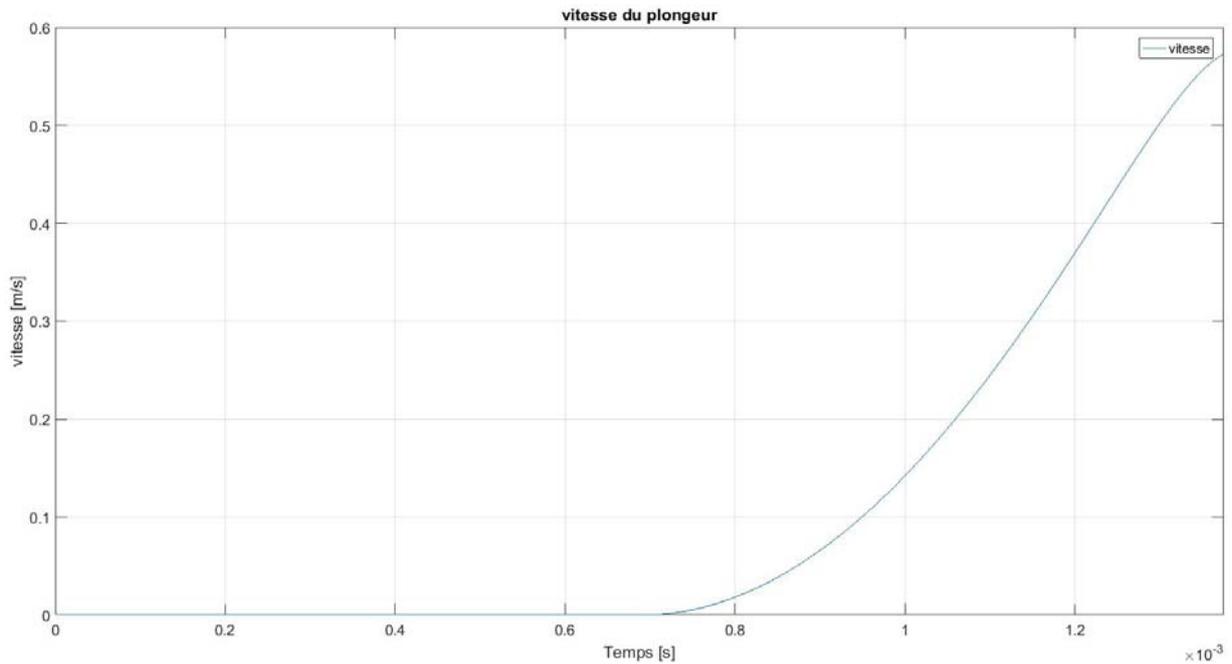


Figure 33: vitesse du plongeur en fonction du temps

La vitesse est élevée lors de l'impact, la décélération due à la tension induite et à la force de compression de l'air n'est pas suffisante pour ralentir suffisamment le plongeur. Une partie de l'énergie du choc est transformée en bruit (5.7 Transfert d'énergies p.27). Cette énergie dégrade aussi les parties mécaniques de la vanne.

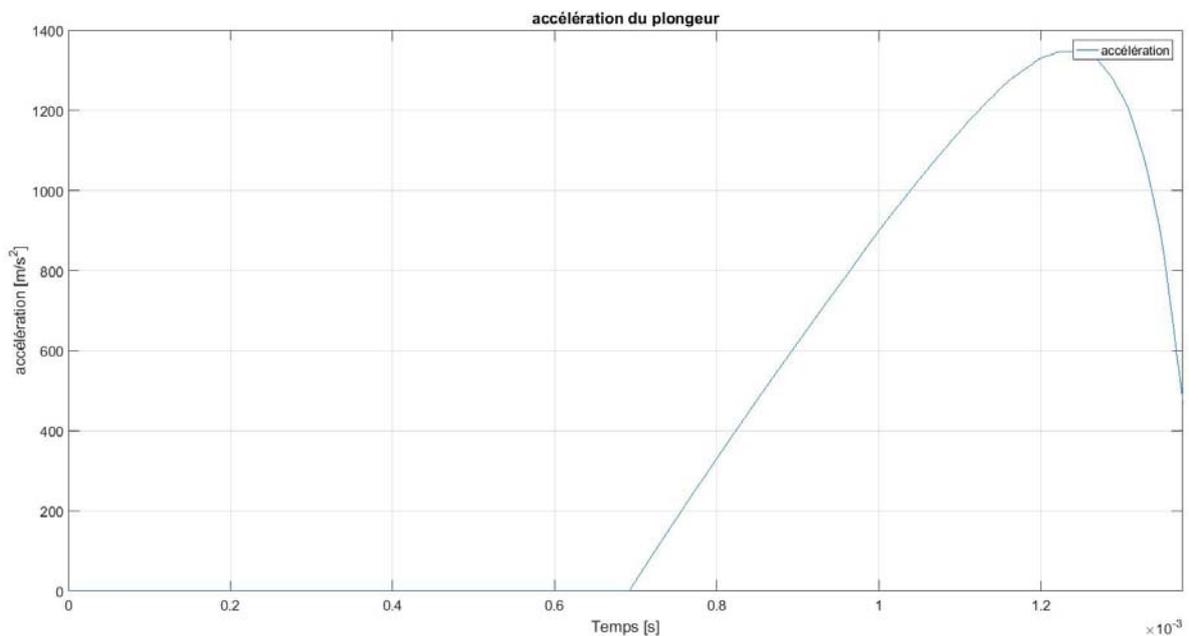


Figure 34: accélération du plongeur en fonction du temps

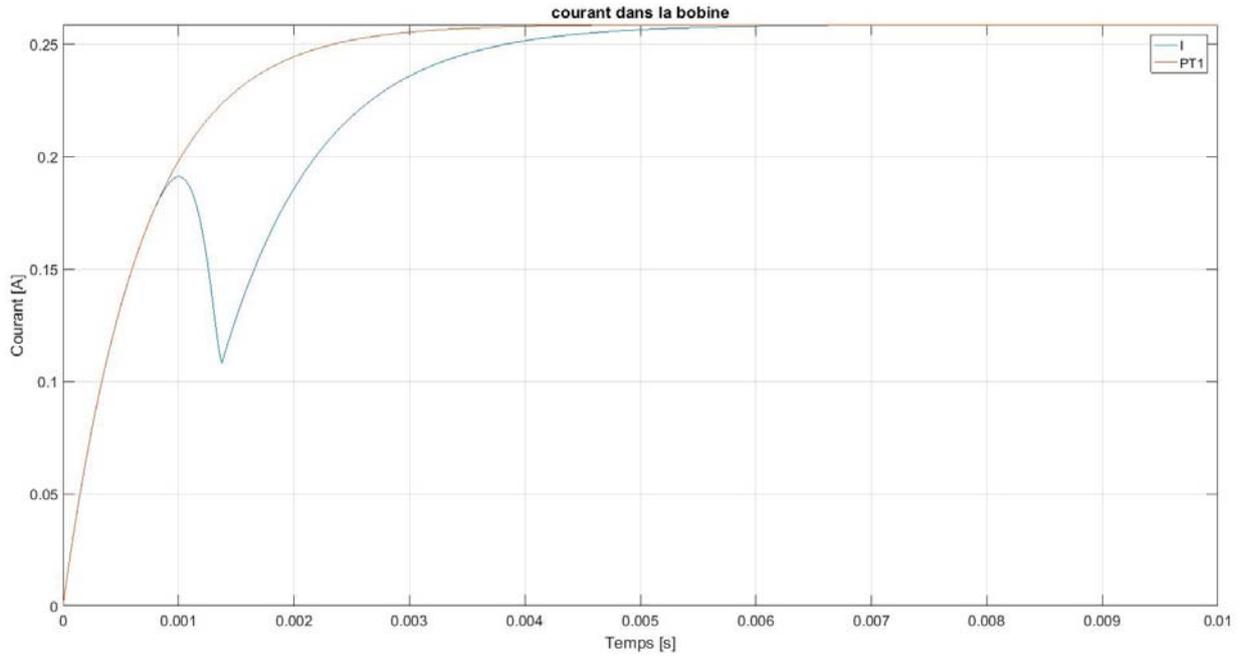


Figure 35: courant dans la bobine en fonction du temps

Plus la vitesse du plongeur est élevée, plus la tension induite est grande. Une tension induite élevée se traduit par une chute de courant dans la résistance. Après l'impact, la tension induite est nulle, la tension s'établit comme un PT1.

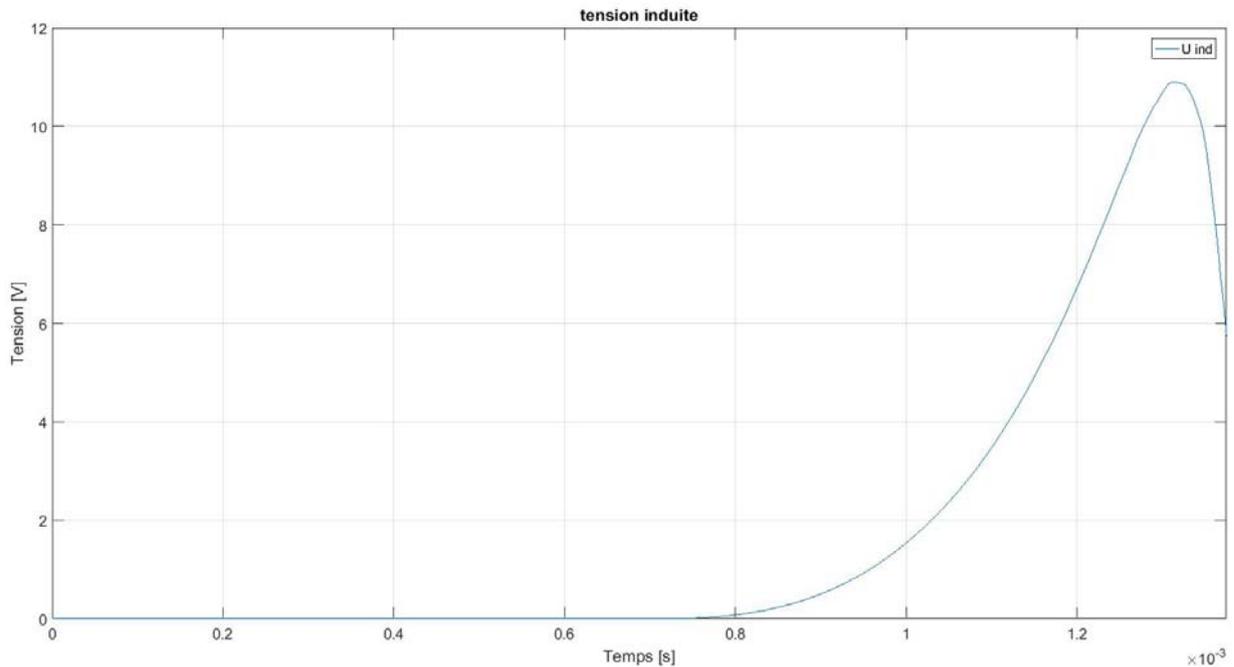


Figure 36: tension induite

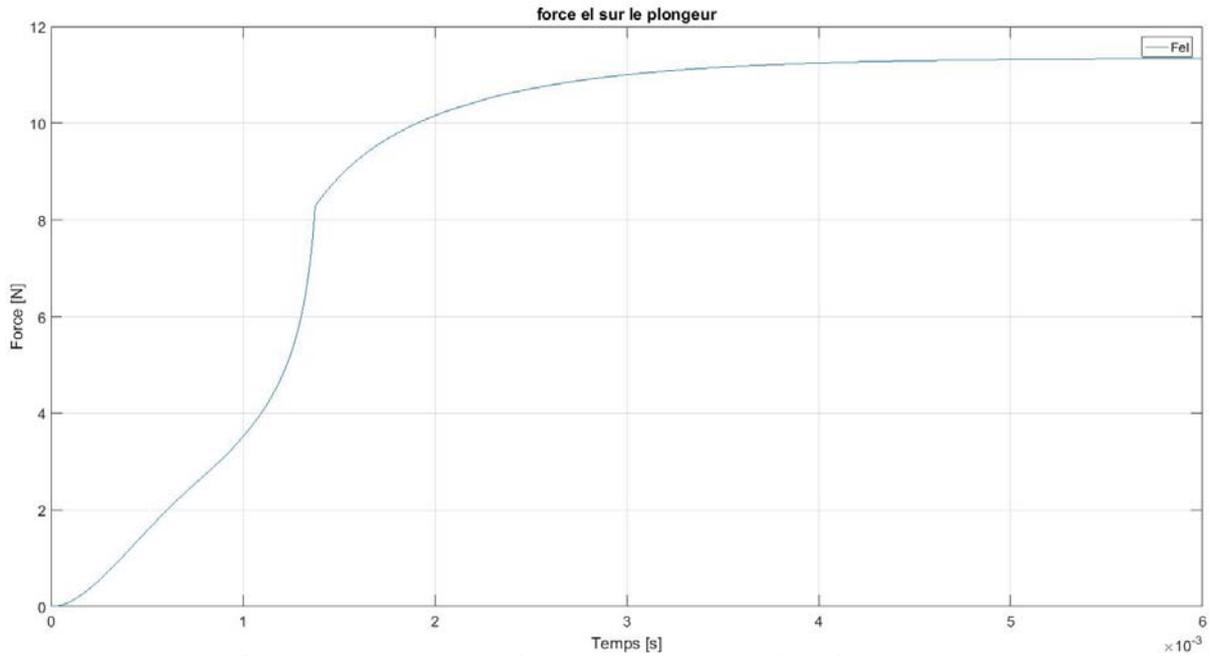


Figure 37: Force d'attraction sur le plongeur en fonction du temps

La force d'attraction sur le plongeur augmente avec la diminution de l'entrefer et l'augmentation du courant. La force est déterminée en interpolant les valeurs calculées avec le logiciel Ansys Maxwell à la Figure 24 p.17. Le point de fonctionnement de la vanne en fonction du courant et de l'entrefer et tracé en rouge sur la Figure 38.

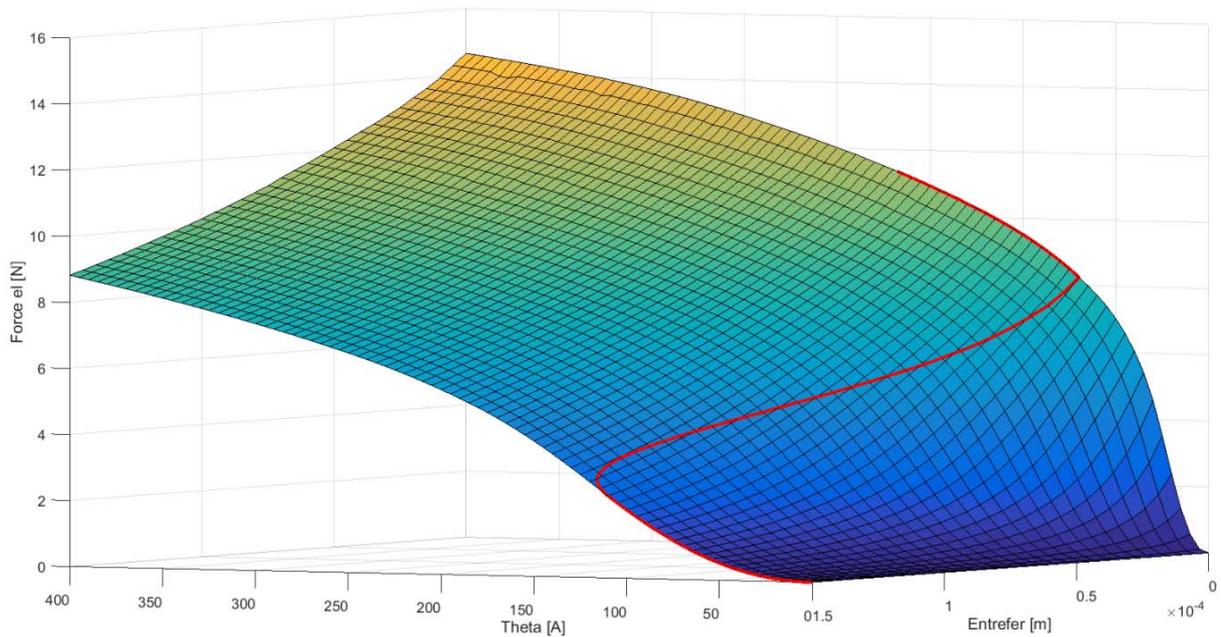


Figure 38: point de fonctionnement de la vanne

5.7 Transfert d'énergies

Le but de ce travail de diplôme est de réduire le bruit émis par l'électrovalve lors des commutations. Le bruit peut être assimilé à une puissance acoustique.

$$\Sigma E = 0 = E_{cin} - E_{acoustique} - E_{calorifique} - E_{potentiel} \quad (5.42)$$

Cette puissance provient du choc où l'énergie cinétique du plongeur est transférée en énergie calorifique, sonore et de déformation (5.43). La déformation est aussi problématique car les contraintes dans la matière dégradent les pièces mécaniques par microfissure et par fatigue diminuant ainsi la durée de vie de la vanne. L'énergie potentielle accumulée par effet ressort est ensuite restituée au plongeur impliquant des rebonds de celui-ci augmentant ainsi la durée du bruit.

$$E_{cin} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (5.43)$$

En diminuant l'énergie cinétique, l'énergie sonore produite lors du choc ainsi que les déformations des pièces mécaniques auront tendance à diminuer.

Les paramètres importants à baisser pour diminuer l'énergie transmise est la vitesse puis la masse (5.43).

5.8 Limites du modèle

Le modèle a des limites dues aux hypothèses faites dans le chapitre 5.1 p.6.

- Le modèle est symétrique, il n'y a pas de frottement.
- Les chocs sont considérés comme mous, il n'y a pas de rebond
- l'élasticité des matériaux est négligée, il n'y a pas de déformation
- Le calcul des forces est fait en régime établi, il ne prend pas en compte les courants de Foucault
- La physique des fluides est simplifiée, un dimensionnement de la force de compression avec le modèle n'est pas possible.
- La répartition des énergie lors du contact ne peut pas être déterminée précisément. L'énergie sonore ne peut pas être quantifiée.

Malgré ces limites, le modèle permet de comprendre en profondeur le fonctionnement de la vanne. Il permet notamment de déterminer les paramètres important pouvant causer une émission sonore et une dégradation de la vanne. Il permet de tester rapidement l'efficacité d'hypothèse pouvant réduire le bruit émis par la vanne. Il permet aussi de dimensionner rapidement des variantes de la vanne en vue d'un test sur un banc d'essais.

Certains paramètres du modèle tels que la force de frottement ou la force de compression sont adaptés en fonction des mesures effectuées (6 Mesures p.28).

Le modèle se trouve dans les annexes sous forme électronique (n°12).

6 Mesures

6.1 Prise de vue slow motion

La Cinématique du plongeur (p.21) est basée sur des calculs statiques. De nombreux phénomènes physiques supplémentaires interviennent lorsque les calculs sont dynamiques. Notamment des constantes de temps lors de l'établissement du courant dans la bobine et du flux dans le circuit ferromagnétique ainsi que les courants de Foucault. De plus, lorsque le plongeur se déplace, une tension induite s'oppose au déplacement.

Pour déterminer l'importance de ces phénomènes dynamiques, la commutation de la vanne est filmée en slowmotion.

Les vidéos de la vanne sont dans les annexes sous forme électronique (n°7).



Figure 39: Montage pour la prise de vue slowmotion

L'objectif macro 100mm permet d'obtenir un rapport 1:1 mais ce grossissement n'est pas suffisant pour mesurer précisément la course de 0.15mm du plongeur. Un objectif grand angle 28mm est assemblé en inversé à l'avant du 100mm. Cette configuration permet d'avoir un grossissement plus élevé de l'ordre de 9,3 :1 ($l_{px} = 20\mu\text{m} [10]$) ce qui est suffisant pour déterminer précisément la position du plongeur sur les images.

$$\text{rapport de grossissement} = \frac{l}{l_{px} \cdot \text{nbr}_{px}} = \frac{0.15\text{mm}}{20\mu\text{m} \cdot 70} = 9.3:1 \quad (6.1)$$

Appareil	Marque	Type	N° série
camera	phantome	V411	VC14-0109
Éclairage LED	Constellation	120	39-0814-0968
100mm f2.8	Nikon	Nikor macro	-
28mm f2.8	Nikon	Nikor	-
Bague allonge	Kenko	36,20 & 12mm	-

Le socle d'origine est fraisé en son milieu pour visualiser le déplacement du plongeur (de manière à pouvoir utiliser le système de fixation par agrafe). Les modifications sur la vanne sont minimales afin d'être le plus fidèle possible avec une commutation réelle.

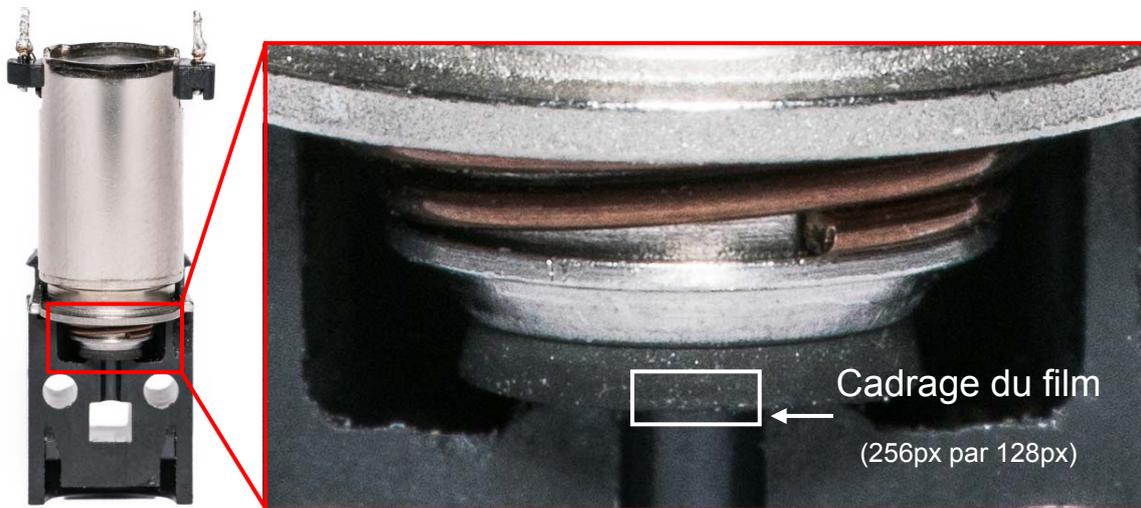


Figure 40: vanne fraisée

La vidéo met en évidence la faiblesse de la fixation de la vanne avec l'agrafe ainsi que les vibrations transversales du plongeur traité dans l'analyse des fréquences (p.34).

Elle permet aussi de déterminer la fréquence d'oscillation du ressort qui est de 3kHz et qui correspond à la fréquence qui dure dans le temps à la Figure 48.

Pour faciliter le traitement des images en post production, l'obstruteur en caoutchouc fixé au plongeur est peint en blanc de manière à être très contrasté avec le socle noir de la vanne. La faible luminosité des images est due au faible temps d'exposition de l'image et de la puissance maximale de l'éclairage.

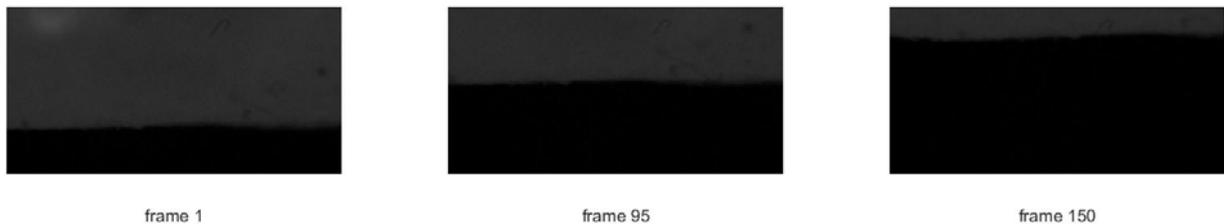


Figure 41: image capturée avec la caméra Phantom V411

La position dans le temps du plongeur est déterminée en fonction de la transition blanc/noir de l'image avec un seuil (ici 20). Le contraste est suffisant pour détecter la transition de manière fiable sans devoir filtrer l'image (Figure 42). Le script matlab traitant les images est en annexe (n°13).

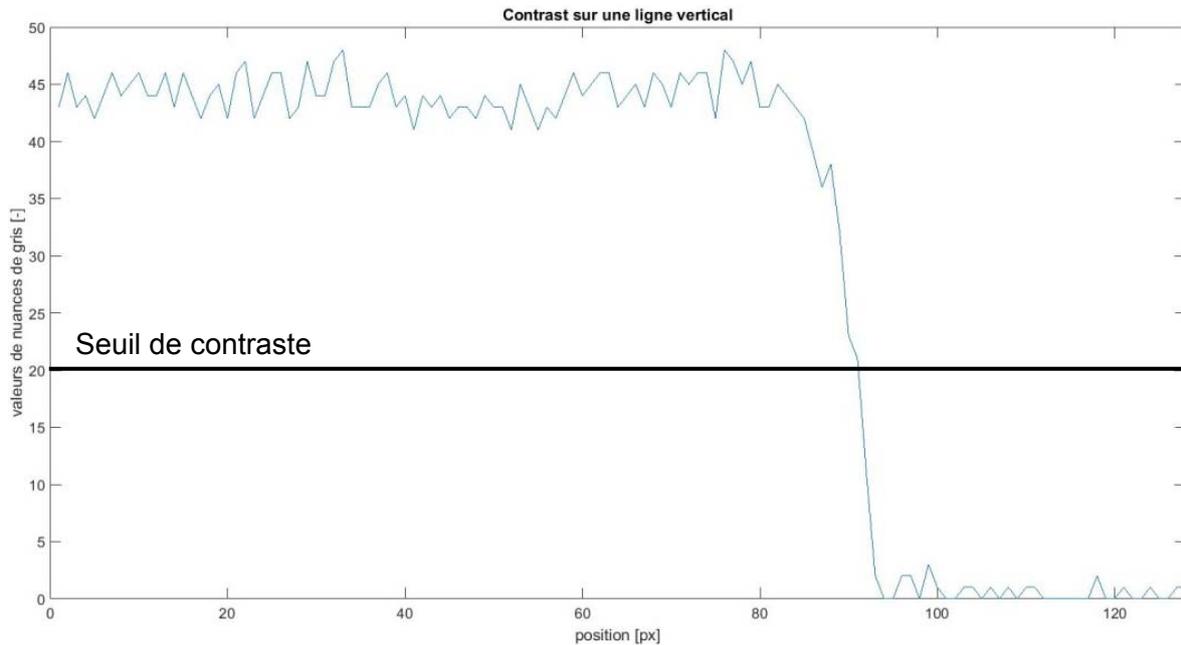


Figure 42: Valeurs de gris des pixels d'une colonne au centre de la frame 1

En détectant la position en px du seuil sur chaque image, il est possible de connaître la position du plongeur au cours du temps. La course du plongeur est connue, on peut convertir la position en px en mm.

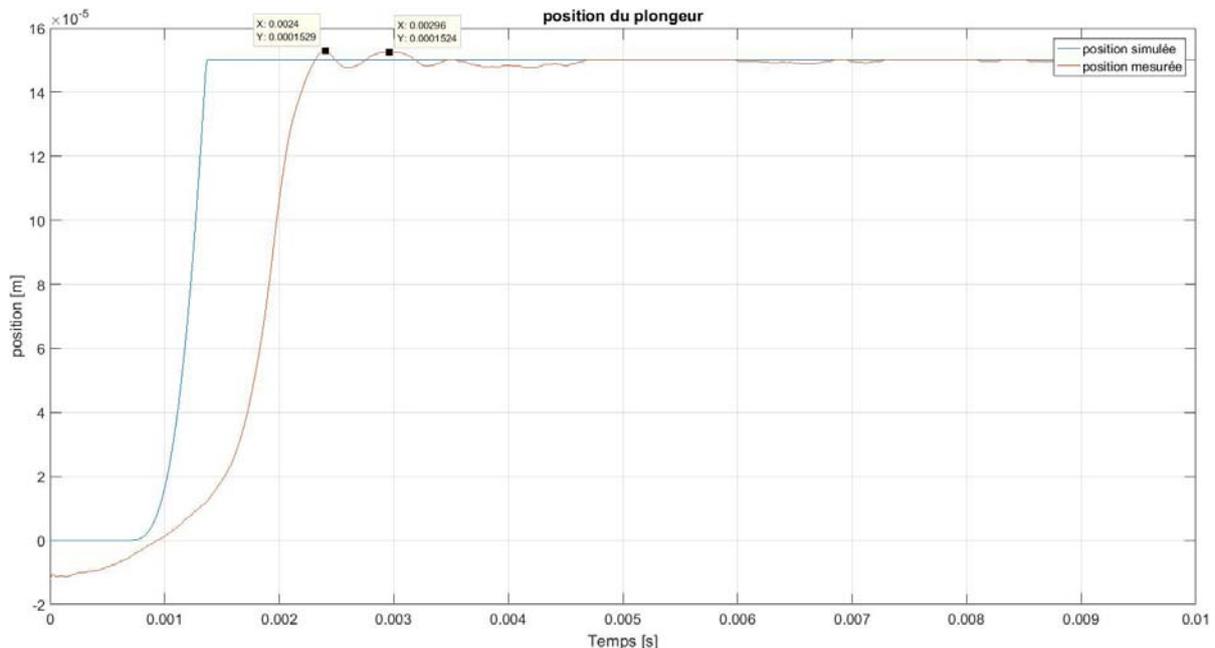


Figure 43: Position du plongeur dans le temps

Sur la Figure 43 est représentée la position du plongeur mesurée à l'aide du film haute vitesse en comparaison avec la position simulée dans le chapitre 5.6 Cinématique du plongeur (p.21).

On distingue des différences dues aux imperfections du modèle p.27. Le plongeur se met légèrement en mouvement dès que l'impulsion de tension est donnée à cause de la décompression de l'obstruteur en caoutchouc. Le référentiel de la mesure a un offset pour compenser cette décompression. On remarque aussi que le temps pour parcourir la course est plus lent dû aux forces de frottement, les constantes de temps magnétique négligées ainsi que les courants de Foucault dans le plongeur ralentit le mouvement. On distingue aussi des rebonds du plongeur à une fréquence d'environ 1,66kHz

Avec les équations de cinématique du chapitre 5.6.2 p.23 il est possible de déterminer la vitesse ainsi que l'accélération du plongeur. Les données ont été lissées pour obtenir des résultats plus lisibles.

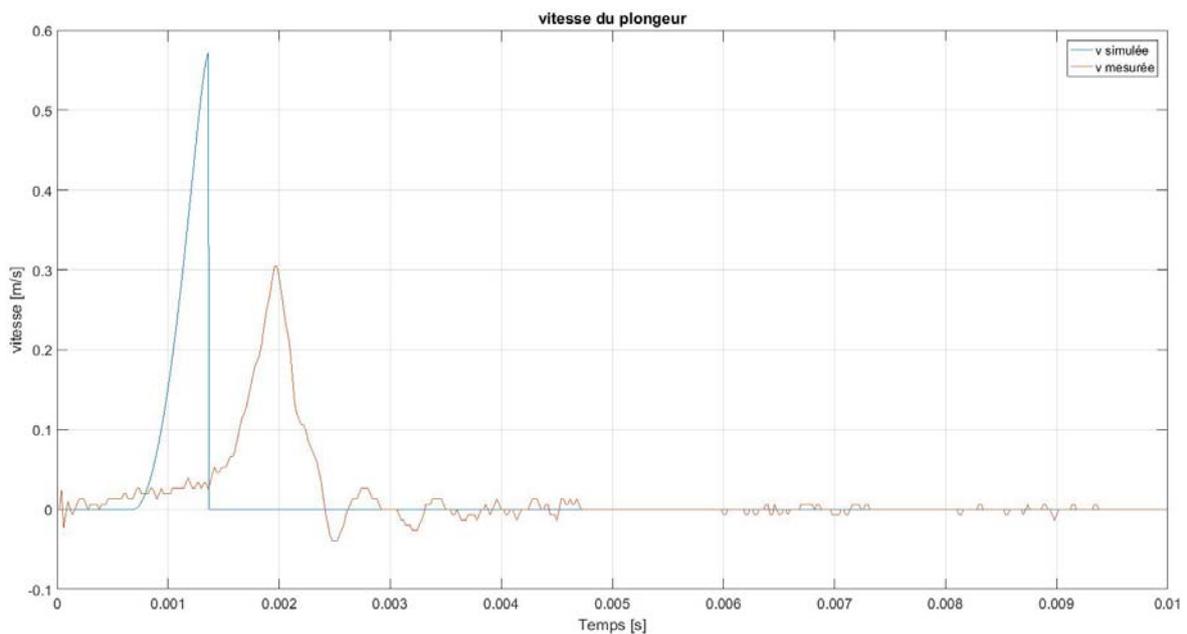


Figure 44: vitesse du plongeur dans le temps

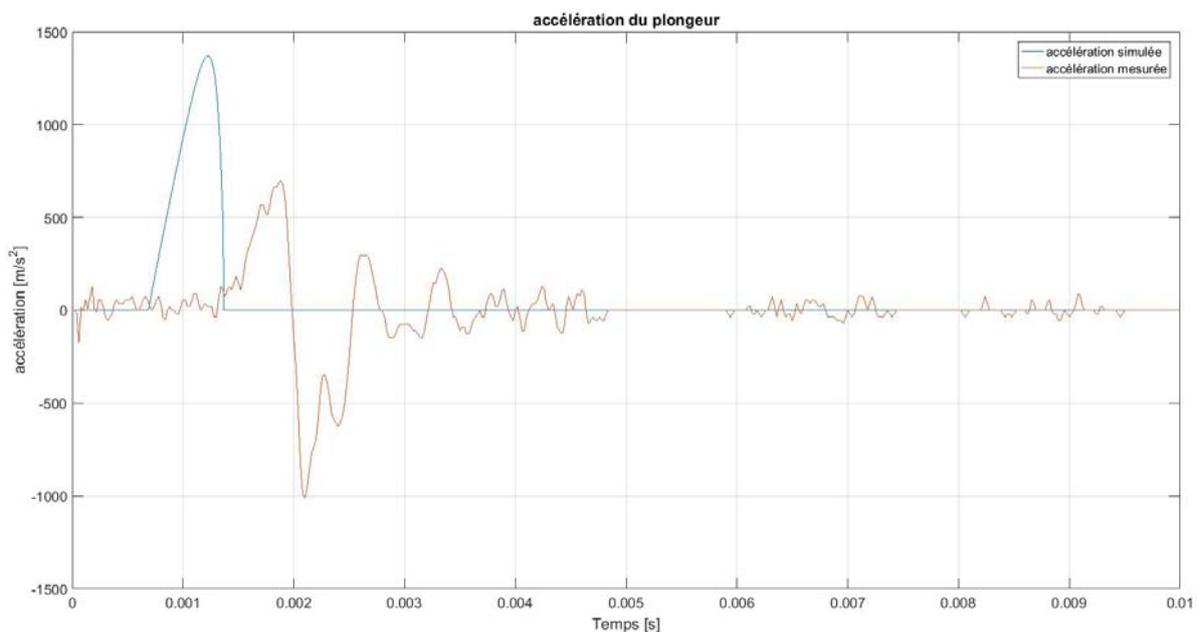


Figure 45: accélération du plongeur dans le temps

On note que la décélération du plongeur est très violente, ce qui endommage la vanne à terme.

6.2 Mesures du son

Pour caractériser la vanne, le bruit émis par celle-ci lors des commutations a été mesuré (annexe sur CD n°5). Pour obtenir une mesure de son répétable, un setup pour la prise de son est mis en œuvre.

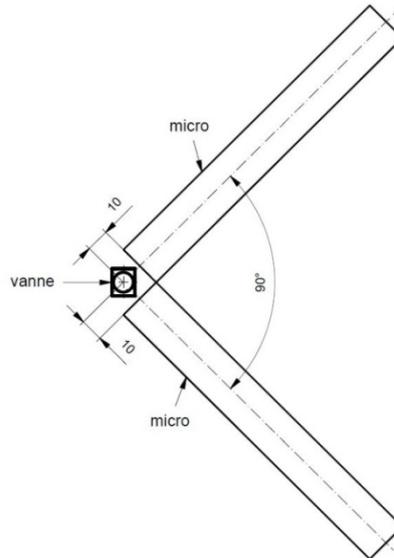


Figure 46: Setup enregistrement de la vanne

Deux micros enregistrent le son émis par la vanne à 10mm de son centre. Les deux micros ont un angle de 90° entre eux et sont placés autour de la vanne comme sur la Figure 46.

L'enregistrement doit se faire dans une pièce avec un bruit de fond minimal (couper tous les appareils ayant des ventilateurs) et la sensibilité des micros doit être réglée de manière à ne pas saturer le son.

Les micros doivent avoir un bruit propre très faible, avoir peu de distorsion (Figure 47) et une bonne plage de réponse en fréquence.

Pour les mesures de l'électrovanne Picosol, deux micros Sennheiser MKH 40P 48 sont utilisés avec une alimentation Phantom (réponse en fréquence détaillée en annexe n°16).

Le format d'enregistrement est en WAV non compressé 96kHz. Le filtre passe bas et les bonnettes anti-vent ont été retirés afin d'avoir une réponse en fréquence la plus grande possible.

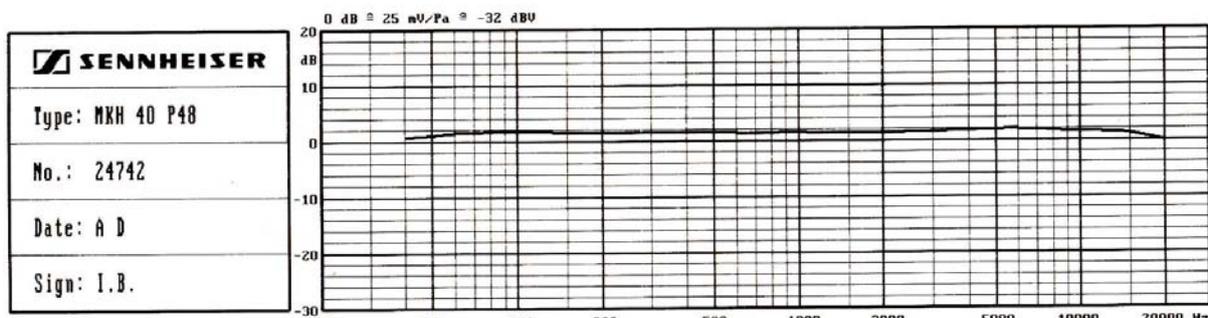


Figure 47: réponse en fréquence du micro Sennheiser MKH 40P

A l'oreille, lors de l'ouverture de la vanne, le bruit est plus fort et métallique que lors de la fermeture. Cette sensation est confirmée par la mesure du son.

Lors de l'ouverture (Figure 48), les fréquences d'ondulation sont plus élevées que lors de la fermeture (Figure 49) dû aux pièces métalliques en vibration lors du choc entre le plongeur et le noyau fixe. L'amplitude est aussi plus élevée lors de l'ouverture.

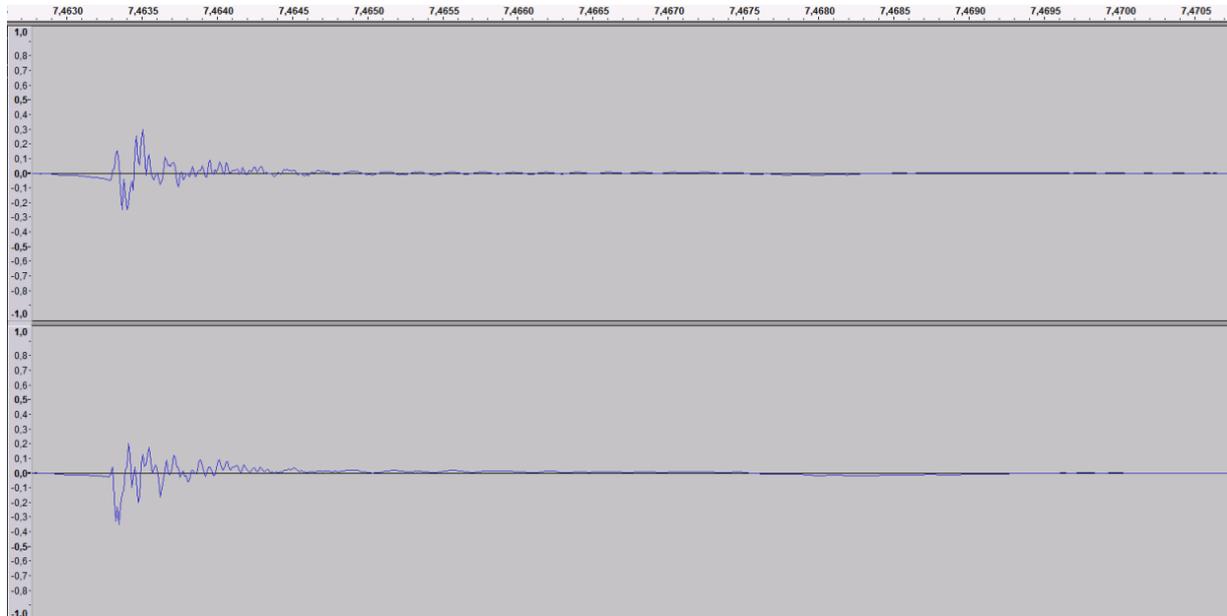


Figure 48: Empreinte sonore lors de l'ouverture

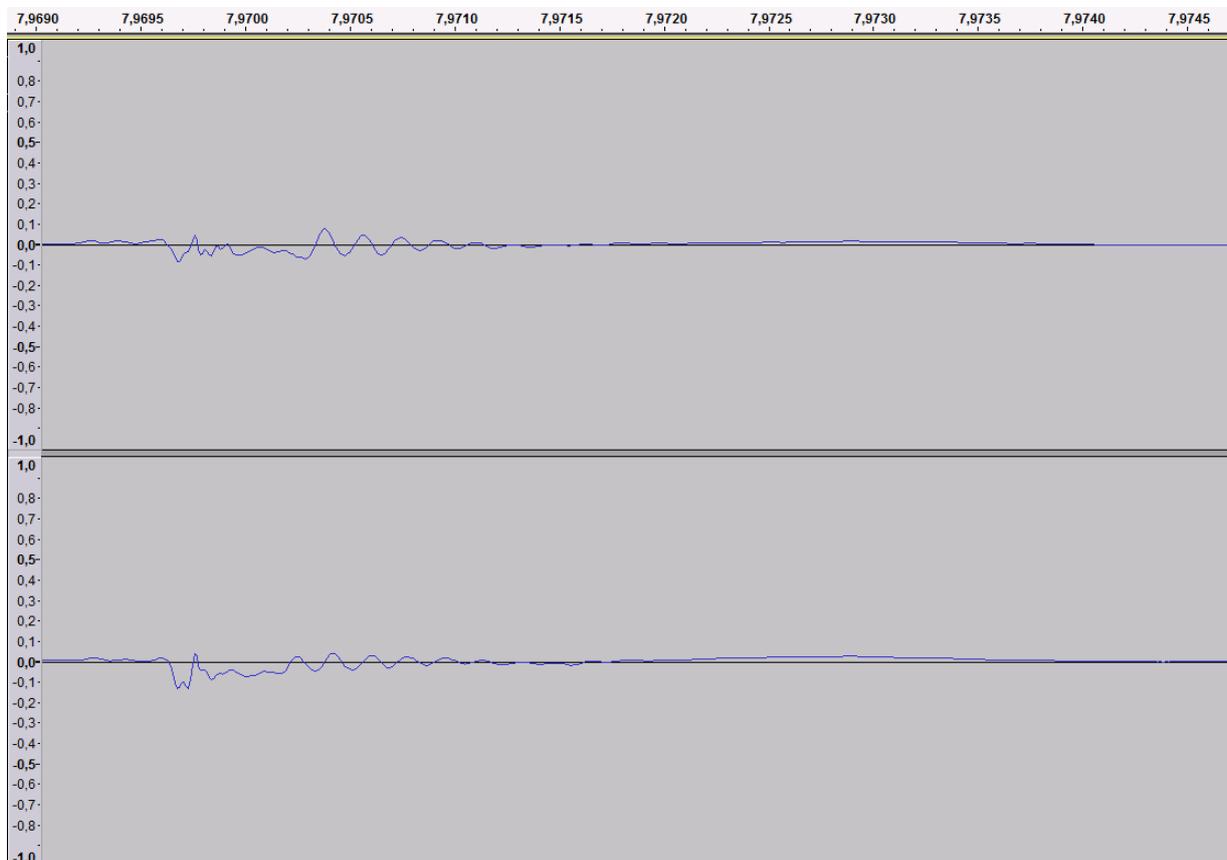


Figure 49: Empreinte sonore lors de la fermeture

6.3 Analyse des fréquences

Le son est une différence de pression qui se déplace dans un milieu. En mesurant la fréquence du son dans l'air il est possible de connaître quelles sont les pièces de la vanne rayonnant en particulier.

Les différentes fréquences propres des pièces composant la vanne ont été calculées à l'aide du logiciel Inventor (sans contraintes). Ci-dessous les valeurs les plus basses de chaque pièce.

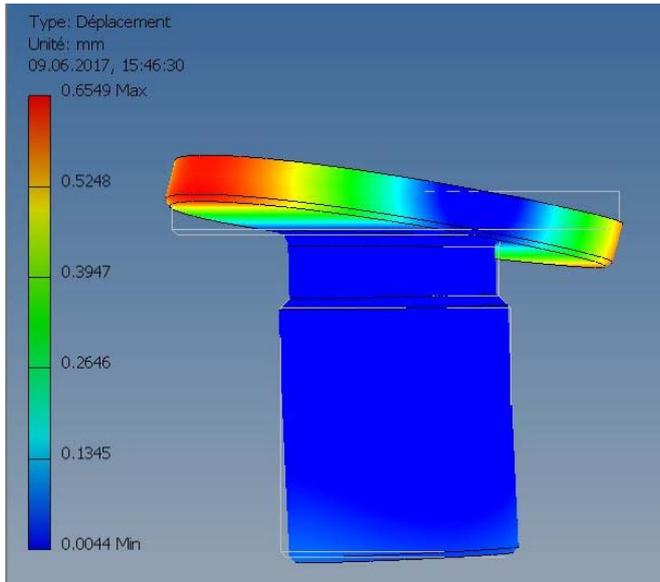


Figure 50: fréquence propre noyau 91kHz

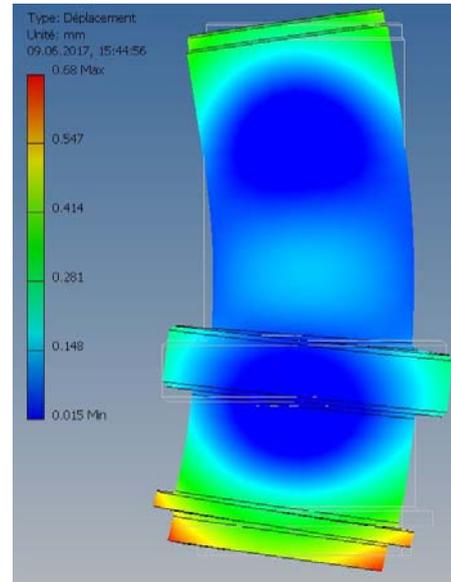


Figure 51: fréquence propre plongeur 123kHz

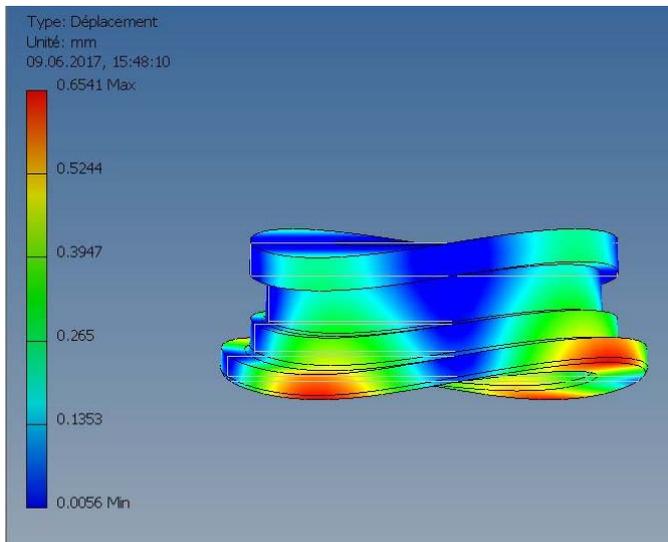


Figure 52: fréquence propre rondelle 47kHz

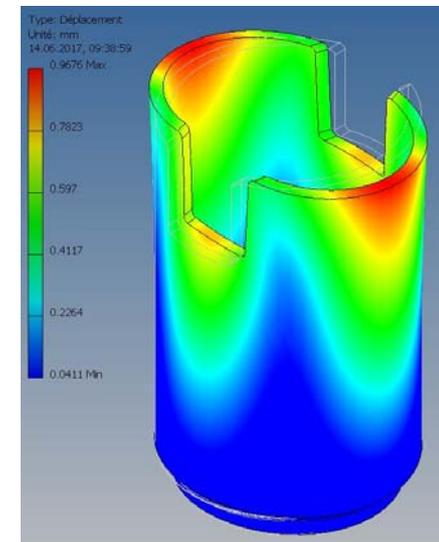


Figure 53: fréquence propre tube 14kHz

L'acuité auditive humaine s'étend de 20Hz à 20kHz [11]. Les pièces individuelles, par leur rigidité, ont une fréquence propre au-dessus du seuil de perception humain, sauf le tube. Cependant la fréquence propre calculée pour le tube n'est pas très réaliste car la structure de la pièce est rigidifiée par le noyau fixe et la rondelle (le tube est roulé sur ces deux pièces). En considérant la surface du tube en contact avec le noyau fixe et la rondelle, le tube est plus rigide et la fréquence propre la plus basse est de 45kHz. Cette fréquence de résonnante n'est donc pas gênante pour l'homme.

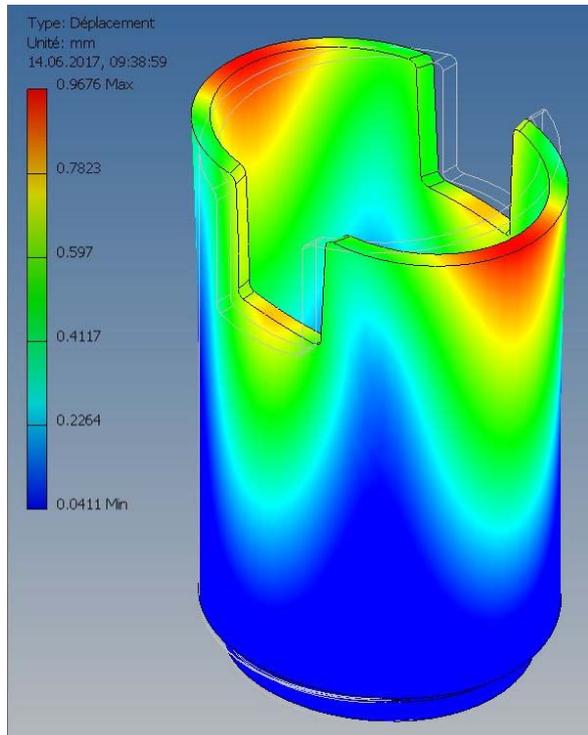


Figure 54: fréquence propre tube libre 14kHz

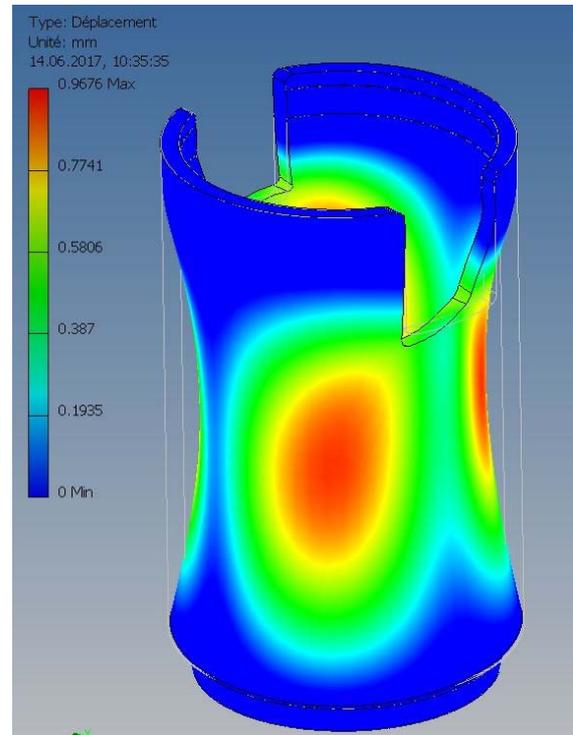


Figure 55: fréquence propre tube fixe 45kHz

Ci-dessous un tableau récapitulatif des fréquences propres les plus basses pour chaque pièce. Une fois non contrainte et une fois contrainte selon la méthode d'assemblage de la vanne. Le plongeur étant mobile, il ne peut être contraint.

Pièce	Non contraint		Contraint	
Noyau fixe	91	[kHz]	30	[kHz]
Plongeur	123	[kHz]	-	[kHz]
Tube	14	[kHz]	45	[kHz]
Rondelle	47	[kHz]	120	[kHz]

Les fréquences propres des pièces individuelles ne correspondent pas aux mesures (Figure 62). En analysant le modèle complet de la vanne, des fréquences propres intéressantes apparaissent.

Pour la simulation modale de la vanne complète sur Inventor, les liaisons suivantes ont été considérées :

- Noyau fixe – tube
- Noyau fixe – support bobine
- Tube – rondelle
- Support bobine – rondelle
- Rondelle – agrafe
- Agrafe – support
- Plongeur – noyau fixe

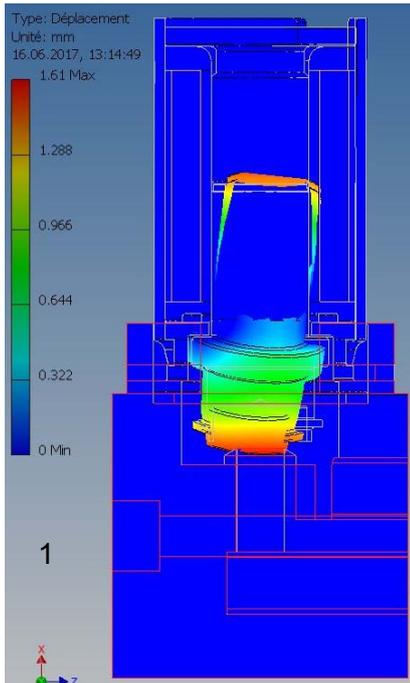


Figure 56: fréquence plongeur 700Hz

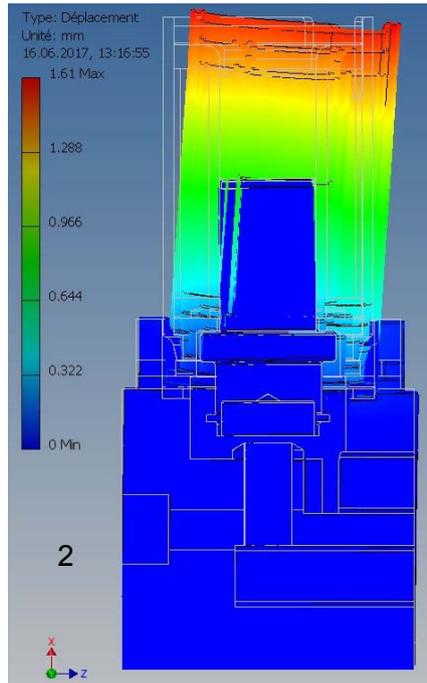


Figure 57: fréquence vanne 1.5kHz

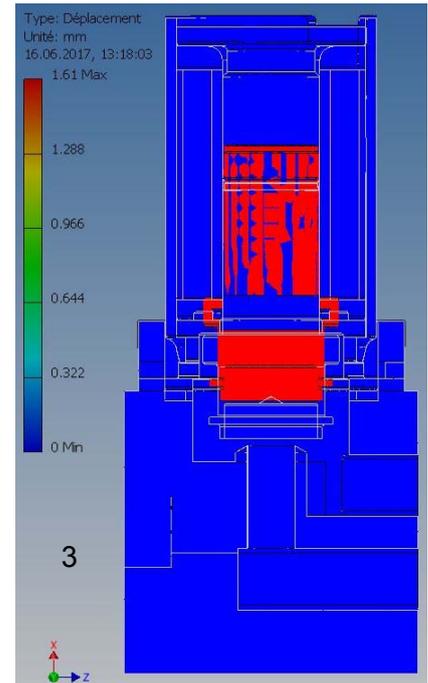


Figure 58: fréquence plongeur 2.5kHz

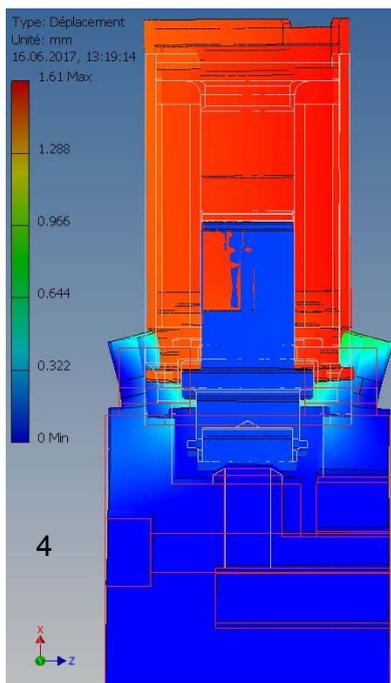


Figure 59: fréquence vanne 5.2kHz

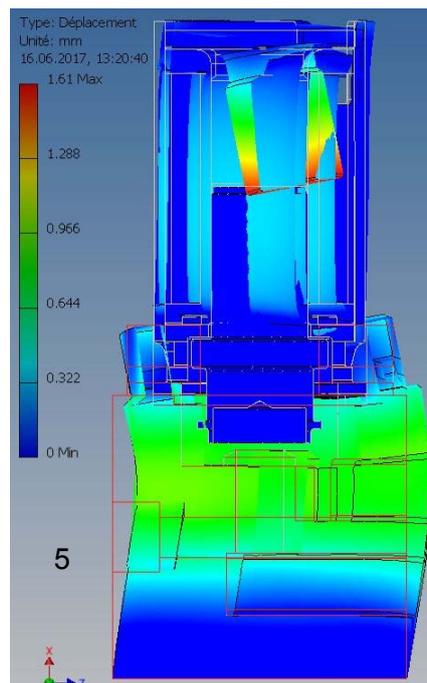


Figure 60: fréquence noyau 23-25kHz

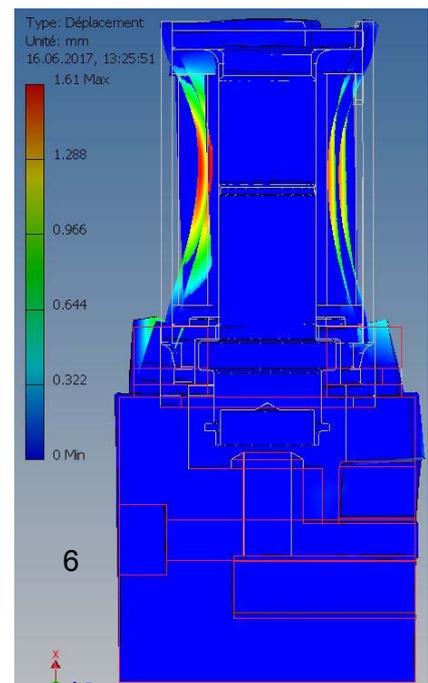


Figure 61: fréquence tube 41-45kHz

Des mesures du bruit émis par la vanne (Figure 48 & Figure 49), il est possible de déterminer les fréquences dominantes produisant le son. Le spectre du bruit émis par la vanne est calculé par le logiciel Audacity V2.1.2 avec la méthode « blackman Fenêtre » avec une taille de 512. Il y a des variations entre les différents calculs effectués par le logiciel selon la fenêtre de calculs choisie ainsi que la précision demandée. Cependant les fréquences dominantes sont toujours les mêmes.

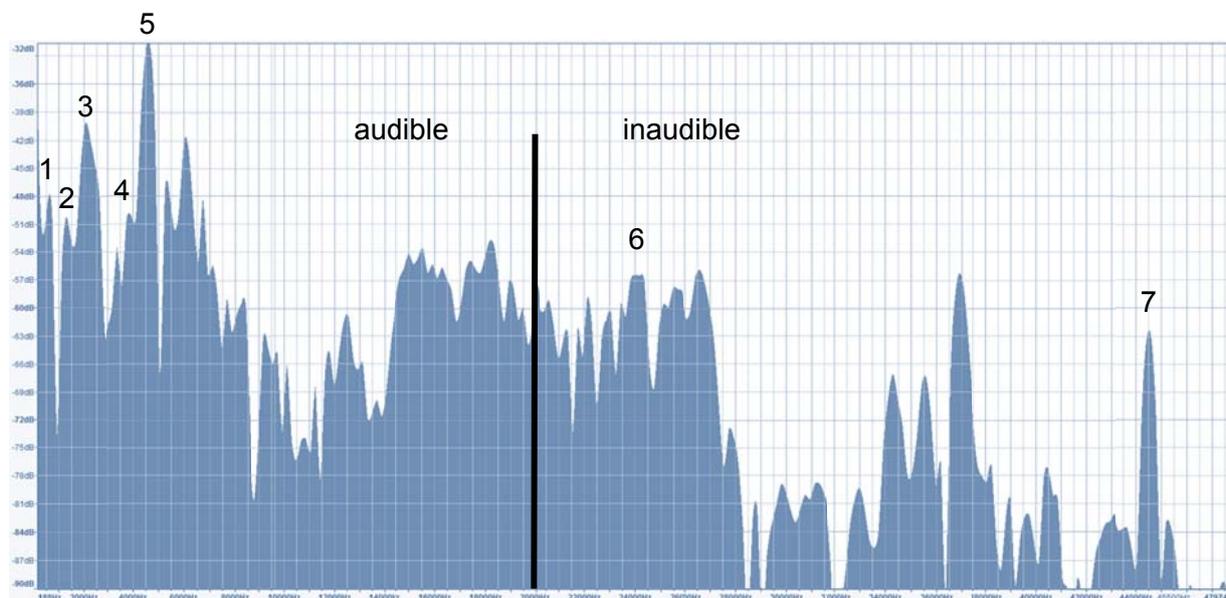


Figure 62: analyse spectrale ouverture vanne

Il est possible de faire des parallèles entre l'empreinte sonore de la vanne, les fréquences naturelles calculées par simulation ainsi que la vidéo en slow motion p.28.

1. $\approx 700\text{Hz}$ vibrations horizontales du plongeur (Figure 56)
2. $\approx 1.5\text{kHz}$ vibrations horizontales de l'ensemble des parties métalliques de la vanne (Figure 57)
3. $\approx 2.5\text{kHz}$ vibrations verticales du plongeur (Figure 58)
4. $\approx 4\text{kHz}$ oscillation du ressort (6.1 Prise de vue slow motion p.28)
5. $\approx 5.2\text{kHz}$ vibrations verticales de l'ensemble des parties métalliques de la vanne (Figure 59)
6. $\approx 23\text{-}25\text{kHz}$ vibrations horizontales du noyau fixe (Figure 60)
7. $\approx 41\text{-}45\text{kHz}$ vibrations du tube (Figure 61)

De la corrélation entre la simulation et les mesures du bruit, il peut être déduit que les fréquences audibles (20-20kHz) sont dues aux vibrations du plongeur et de l'ensemble des parties métalliques de la vanne par rapport au socle polymère ainsi qu'aux vibrations du ressort. Les vibrations hors de la perception humaine sont plutôt dues aux pièces métalliques.

Les fréquences prédominantes sont celles à 2.5kHz et 5.2kHz correspondant aux vibrations du plongeur et du socle par rapport au reste de la vanne. Les deux vibrations sont dans le sens vertical et sont naturellement amplifiées lors du choc entre le noyau fixe et le plongeur. Les vibrations du ressort ne sont pas très élevées mais durent plus longtemps.

La cause des vibrations dans les fréquences entre 6kHz et 23kHz n'est pas connue. Il est probable que ce soit des harmoniques de fréquences plus basses ou des vibrations du tube ou du noyau fixe difficilement caractérisables par simulation.

L'empreinte sonore de la fermeture de la vanne (Figure 49) a les mêmes fréquences prédominantes que celles de l'ouverture de la vanne (Figure 48) dans la partie audible du spectre. Cette similitude est due au fait que les différentes parties émettant des vibrations à l'ouverture vibrent aussi lors de la fermeture. Le plongeur se déplace lors de la fermeture et tape contre le socle qui vibre par rapport au reste de la vanne. Cependant toutes les vibrations des différentes parties métalliques composant la vanne lors de l'ouverture ne sont plus présentes sur le graphique de la Figure 63. Il n'y a plus de choc entre le plongeur et le noyau fixe donc plus de haute fréquence due aux fréquences propres des pièces métallique de la vanne.

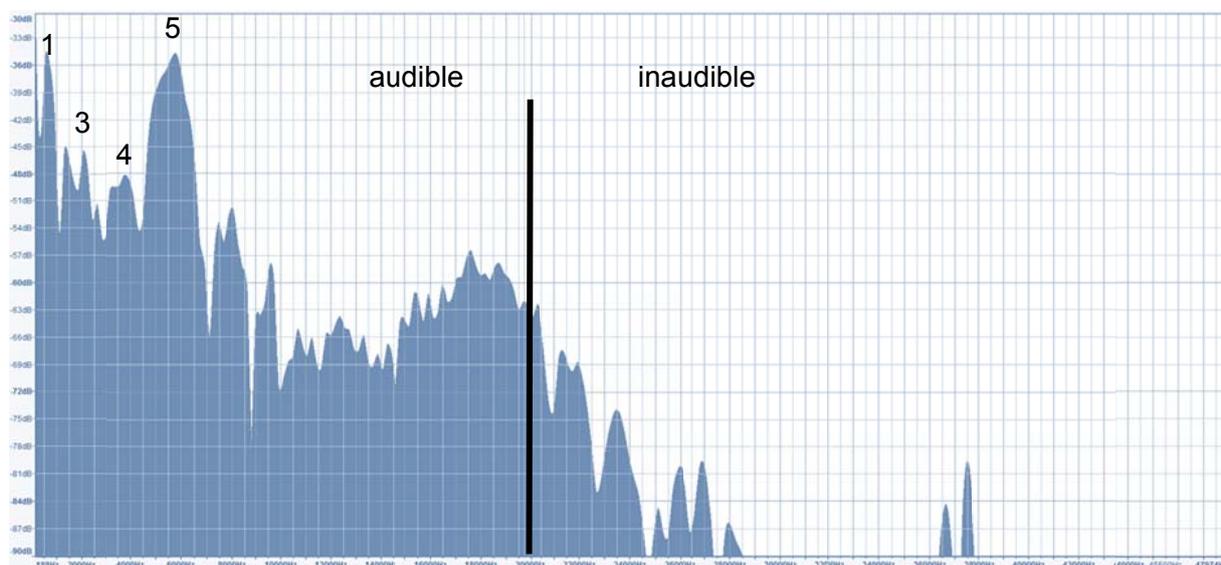


Figure 63: analyse spectrale fermeture vanne

6.4 Mesures de courant

Le courant est mesuré lorsqu'un saut de tension de 4V, 5V et 6V est appliqué aux bornes de l'électrovalve. Un delta de pression de -7 à 7bar par saut de 1bar est appliqué à la vanne (7bar étant la pression maximale du réseau pneumatique de la HES-SO).

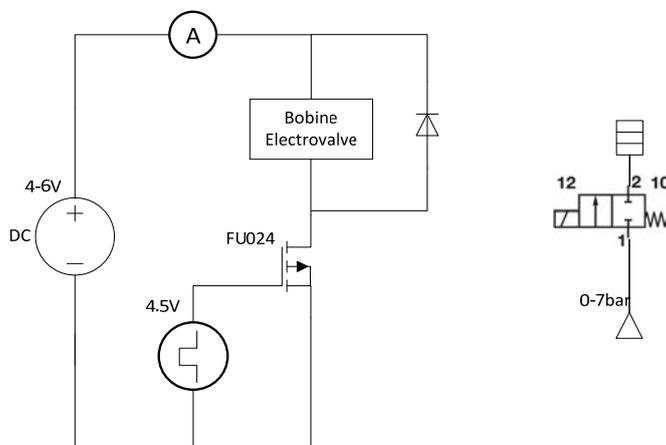


Figure 64: Montage pour la mesure du courant traversant la bobine

Une diode de roue-libre est mise en antiparallèle de la bobine pour éviter une surtension lors de la coupure du courant dans la bobine par le MOSFET.

Pour générer le saut de tension aux bornes de la bobine un interrupteur MOSFET FU024 est utilisé (datasheet en annexe n°17). Ce semi-conducteur a été utilisé car il a une faible résistance de passage (0.1 [Ω] à 10V). Cette résistance de passage est négligée car la variation de résistances de la bobine mesurées entre les modèles est plus grande que 0.1 [Ω].

Les mesures effectuées mises en forme avec Matlab sont en annexe (n°14).

Appareil	Marque	Type	N° série
Générateur de fréquences	Agilent	33120A	MY40020092
Alimentation DC variable	Qwinstek	GPS-3303	EM923713
Oscilloscope	Tektronix	TDS 2024C	C045450
Pince ampérométrique	FLUKE	I30s	15230255

Recoupant la mesure de courant ainsi que la vidéo haute vitesse *p.28* lors de la commutation de la vanne, il est possible de découper l'ouverture de la vanne en plusieurs phases.

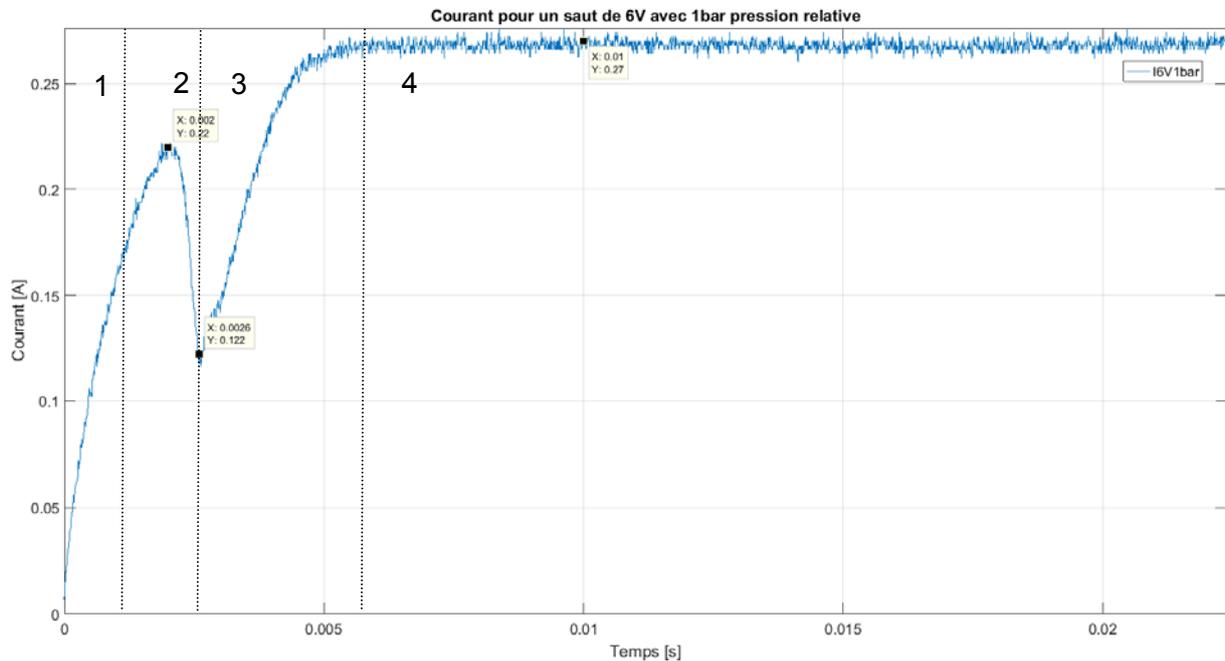


Figure 65: Réponse en courant à un saut de 6V avec 0bar

La Figure 65 et une réponse en courant classique de la vanne lorsqu'un saut de tension est appliqué. L'établissement du courant dans la bobine peut être subdivisé en 4 parties :

- 1) Plongeur quasiment immobile car la force d'attraction est trop faible (*5.5.8 Somme des forces p.20*), le plongeur est maintenu par le ressort. Le plongeur se déplace légèrement car la force de plaquage diminue ainsi le caoutchouc de l'obturateur se décomprime. Il n'y a pas de variation dans le circuit ferromagnétique, l'inductance est constante durant cette première phase. Le courant évolue donc comme un PT1.
- 2) Le courant atteint un point critique, la force d'attraction sur le plongeur avec la force due à la pression est plus grande que la force de rappel du ressort. Durant la phase 2 le plongeur accélère fortement. Le circuit ferromagnétique varie et une tension est induite due au déplacement du plongeur. Le courant diminue.
- 3) Le plongeur est plaqué en position haute par la force d'attraction. L'inductance est constante et la tension induite devient nulle. Le courant s'établit comme un PT1
- 4) Le courant ne varie plus car la résistance du fil de la bobine limite le courant.

Pour que le plongeur se déplace, la force d'attraction sur le plongeur doit être plus élevée que la force de rappel du ressort ainsi que la force due à la pression. La force du ressort étant fixe la pression ainsi que la tension sont les deux paramètres externes modifiant le comportement de la vanne.

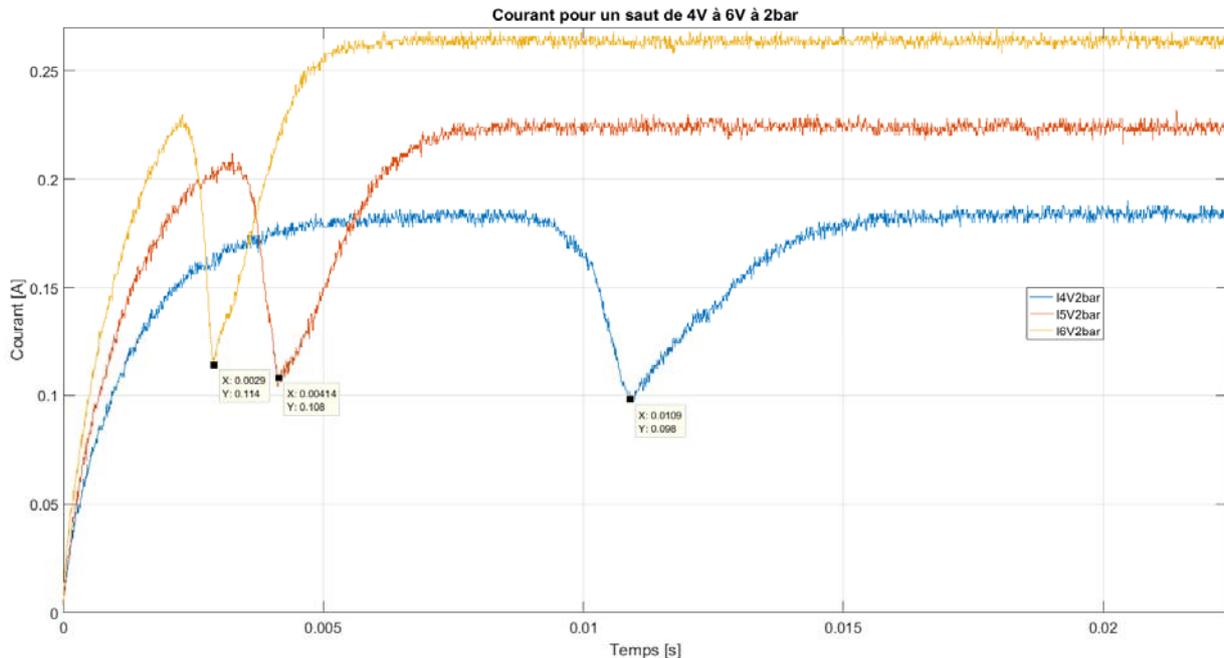


Figure 66: Courant pour un saut de 4V, 5V et 6V avec 2bar

Sur la Figure 66 la tension aux bornes de la bobine varie de 4 à 6V. Plus la tension sur la bobine est élevée plus le courant s'établira rapidement (5.27). Ainsi, plus la tension est élevée plus la vanne se mettra en mouvement rapidement. Ici avec une tension de 5V la vanne met 4.14ms pour commuter alors qu'avec 6V elle ne met que 2,9ms (Figure 66).

On remarque qu'avec une tension de 4V l'électrovanne à plus de peine à commuter (9.8ms) car la force de pression est telle que le courant nécessaire pour déplacer le plongeur est quasiment égal au courant max atteint en régime établi. Si la pression dépasse 3bar l'électrovanne ne commute plus avec une tension de seulement 4V (Figure 67).

La pression comme la tension modifie le comportement de la vanne (Figure 29). Si la vanne est raccordée de manière correcte, c'est-à-dire une pression plus élevée sur l'entrée 1 que sur l'entrée 2 (0

Fonctionnement niveau système p.4) alors une grande différence de pression demandera un courant plus élevé pour déplacer le plongeur. A contrario, si la vanne est raccordée pneumatiquement à l'envers et que la différence de pression est négative alors la pression aidera le plongeur à se déplacer et le courant pour déplacer le plongeur sera plus faible. Ce comportement est confirmé par les mesures (Figure 67).

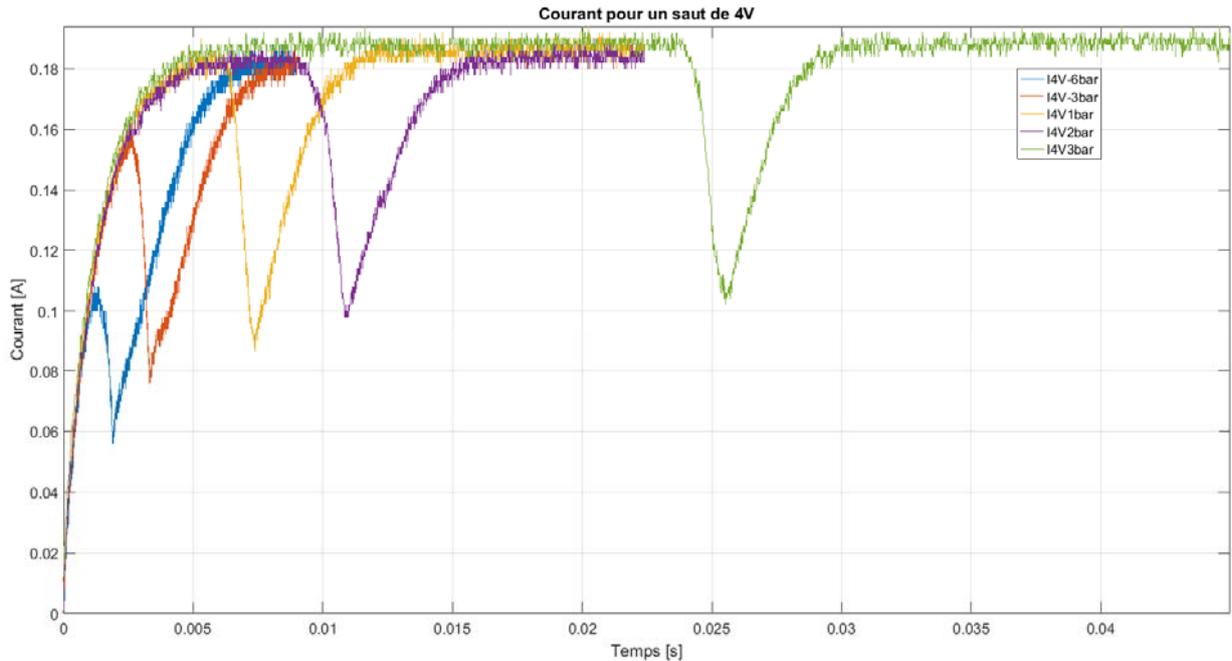


Figure 67: Réponse en courant avec un saut de tension de 4V

Une pression inverse de plus de -5.3bar ne peut être bloquée par la vanne car la force due à la pression surpasse la force du ressort ainsi de l'air s'échappe (bruit d'échappement d'air lorsqu'une pression inférieure à 5.3bar est appliquée). La pression minimale admissible calculée au chapitre 5.5.3 Force due à la pression est de -4.5bar. Cette différence peut être due aux hypothèses choisies pour les calculs, le système n'étant pas parfait il y a des frottements entre le plongeur et les parties fixes. De plus la méthode pour déterminer la pression minimale avant d'avoir une fuite se base sur l'ouïe ce qui n'est pas très précis.

La mesure de courant pour 6V avec une différence de pression de 0bar est comparée avec la simulation effectuée au chapitre 5.6.1 Courant et tensions p.21.

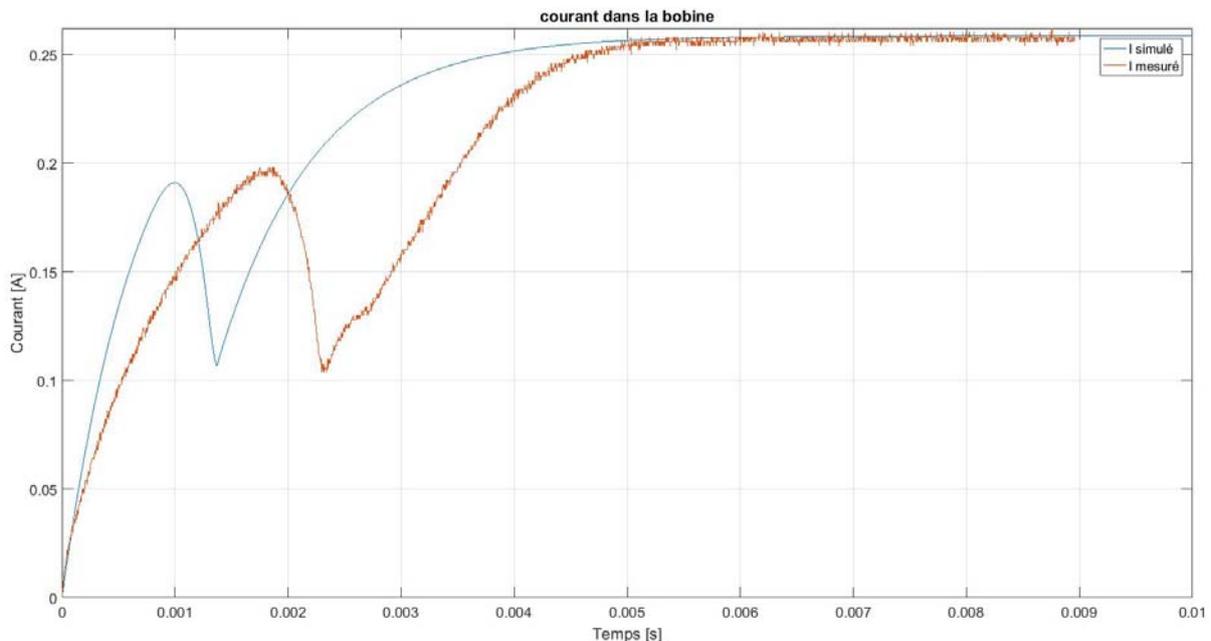


Figure 68: Réponse en courant avec un saut de tension de 4V

Comme remarqué lors de la comparaison avec les vidéos haute vitesse p.28, le plongeur se déplace légèrement au départ, ce qui induit une légère tension abaissant ainsi la valeur du courant. On note des perturbations du courant dans la mesure dues aux rebonds du plongeur lors du choc.

Le courant ne suit pas la courbe type PT1 comme simulé (Figure 68). Cet écart est principalement dû aux pertes par courant de Foucault. Dans le script Matlab dynamique en annexe sur CD (n°12), un coefficient permet d'adapter ce paramètre.

6.5 Mesures de température

La densité de courant traversant les conducteurs est élevée. Le pouvoir de dissipation de la vanne est de 1W [2] ce qui correspond à une tension de 4V avec une densité de courant de 18 A/mm (6.2). Une telle densité de courant provoque un échauffement du fil qui augmente la résistance du conducteur (6.4).

$$J = \frac{I}{S} \quad (6.2)$$

$$\Delta \rho = \alpha \cdot \rho_1 \cdot \Delta T \quad (6.3)$$

$$R_x = R_{20} \cdot (1 + \alpha \cdot (T_x - T_{20})) \quad (6.4)$$

Si la vanne n'est pas activée en continu, la densité de courant peut être plus élevée (6[V] → $J = 27 \left[\frac{A}{mm} \right]$ [2]). Pour les mêmes conditions d'utilisation avec une tension de commutation différente, la résistance du bobinage varie.

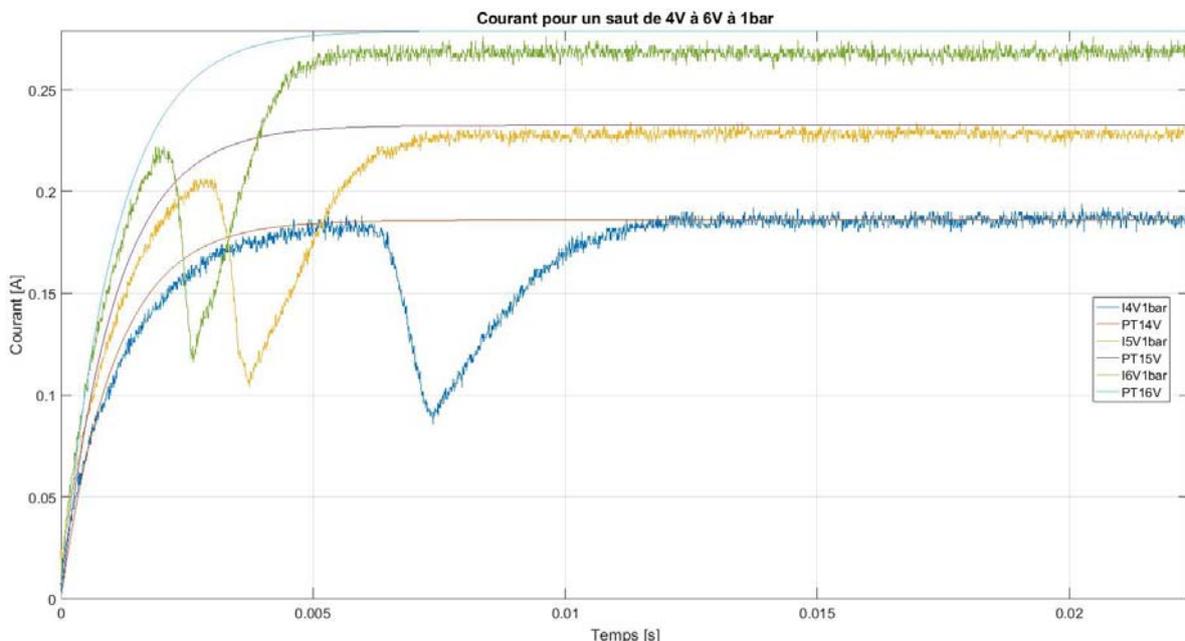


Figure 69: variation de la résistance en fonction de la tension

Sur la Figure 69 la vanne commute à 500mHz avec un duty cycle de 20% pour une tension de 4V, 5V et 6V. L'échauffement dans ces conditions augmente la résistance de la bobine. Les courbes PT1 de référence sont calculées avec une résistance de 21.5 Ohm. On remarque que le courant est plus faible que prévu avec l'augmentation de la tension.

Pour déterminer l'augmentation de la résistance, une mesure de la température de la bobine est effectuée dans les trois cas à l'aide d'un thermomètre laser testo 845. L'augmentation de la résistance est ensuite calculée ^(6.4) sur la base de la résistance de la bobine à température ambiante.

Tension	Température	Résistance
off	20 [°C]	18.8 [Ω]
4 [V]	30 [°C]	19.5 [Ω]
5 [V]	33 [°C]	19.7 [Ω]
6 [V]	36 [°C]	20 [Ω]

Les calculs ne correspondent pas exactement aux mesures de courant. Les calculs ont des valeurs de résistance plus faibles certainement dû à la difficulté de mesurer la température à l'intérieur du bobinage de la vanne en fonction. La mesure de température a été faite à la surface de la bobine. Cependant on remarque que la variation de résistance est influencée par l'augmentation de la température du bobinage qui est dépendante de la puissance dissipée par la vanne.

7 Recherche de solutions

L'étude approfondie de la vanne permet d'avoir les outils nécessaires pour trouver des solutions appropriées pour diminuer le bruit de la vanne lors des commutations.

La modélisation analytique (p.6) permet de connaître les paramètres prédominants dans le comportement de l'électrovanne. Le modèle par élément fini (p.13) permet de connaître plus finement les forces ainsi que les effets locaux. Les mesures (p.28) permettent de mieux comprendre le fonctionnement de la vanne et d'avoir des valeurs de comparaison.

7.1 Recherche bibliographique

Afin de connaître les solutions qui ont déjà été étudiées dans le domaine de la réduction du bruit engendré par des systèmes électromagnétiques, une recherche bibliographique est faite.

Quelques brevets [12] traitant de cette problématique sont retenus :

7.1.1 Brevet EP0727566 TOYOTA

Le brevet EP0727566 de TOYOTA régle le courant dans la bobine pour diminuer la vitesse avant le choc [12].

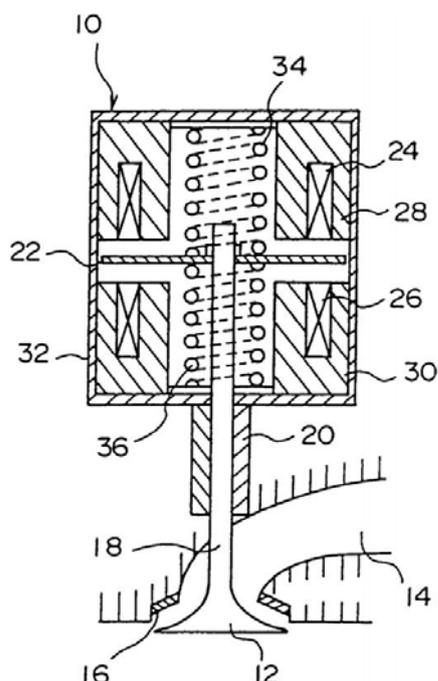


Figure 70: Schémas principe brevet EP0727566

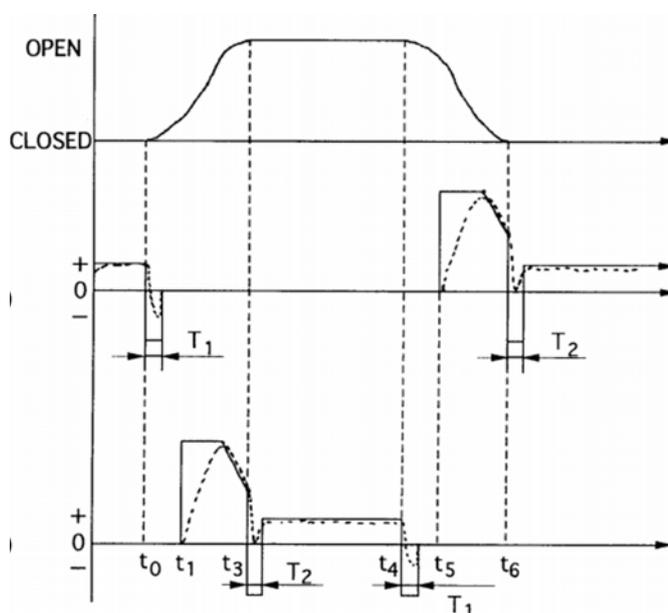


Figure 71: Chronogramme brevet EP0727566

"An electromagnetic force generated in a valve driving apparatus is rapidly decreased when a valve body (12) moves to a position close to the end of its stroke so that a shock generated when the valve body (12) reaches the end of the stroke is reduced. The valve body (12) is movable between opposite ends of its stroke so as to open and close a valve provided in an internal combustion engine. An electromagnetic coil (24, 26) generates an electromagnetic force exerted on the valve body (12). A current supplied to the electromagnetic coil (24, 26) is controlled in accordance with an operational condition of the internal combustion engine. The current flowing in the electromagnetic coil (24, 26) is rapidly decreased when the valve body (12) approaches the end of its stroke."

7.1.2 Brevet EP2442329 HOFFMANN EITLE

Le brevet de HOFFMANN EITLE fonctionne sur le principe d'un silent bloc placé de manière à amortir le choc et la propagation des vibrations [12].

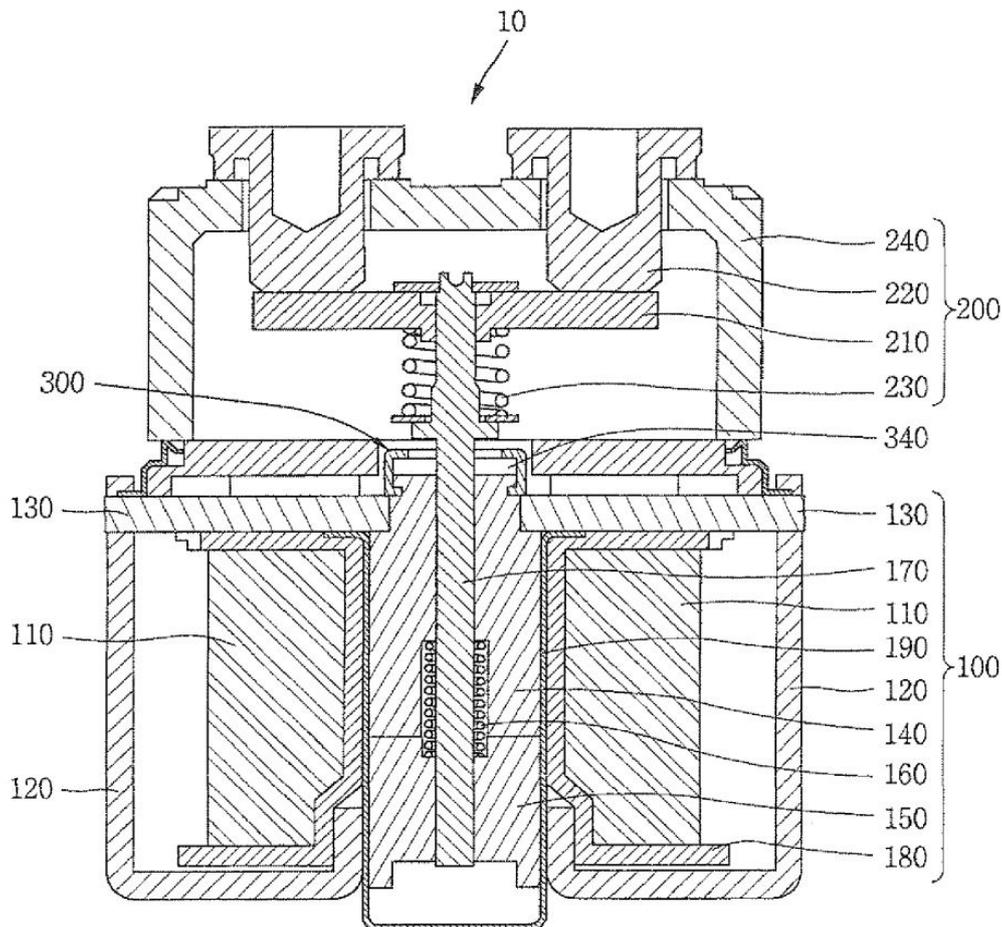


Figure 72: Schéma de principe du brevet EP2442329

“With the configuration of the electromagnetic switch 10, when a magnetic field is formed in response to power being applied to the coil 110, the movable core 150 is attracted toward the stationary core 140, the upper conducting unit 200 is run by the shaft 170 connected to the movable core 150. Here, the movable core 150 contacts the stationary core 140, thereby generating impact 3 4 EP 2 442 329 A1 4 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55 noise, which may lower a perceived quality of a product. [0024] To address such problem, a buffer, which is in an annular shape having sawlike threads attached thereon, may be mounted between the stationary core and the shaft to decrease vibration and noise generated between the shaft and the stationary core. However, the sawlike buffer may probably experience an impact fatigue cumulative damage in view of its structural characteristic. Furthermore, as the buffer is simply mounted at the stationary core, upon repetitive operations, it may be separated from its initial position and sandwiched between other structures”

7.1.3 Brevet EP1684319 Stockmair & Schwanhäusser

Même principe de fonctionnement que le 7.1.2, un silentbloc permet d'atténuer la propagation du bruit [12].

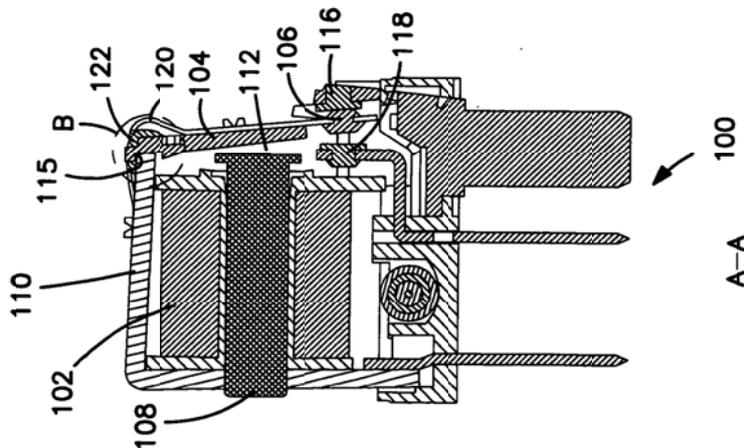


Figure 73: Schéma de principe du brevet EP1684319

"In order to provide an electromagnetic relay which is particularly uncomplicated and cost effective to fabricate and which exhibits a reduced switching noise, a damping material (122) is disposed at the armature (104) in a region of said bearing (115) for providing a damping (122) of the armature's movement."

7.1.4 Brevet EP1668283 ROBERT BOSCH GMBH

Lorsque le plongeur entre en contact avec le noyau, celui-ci peut se déplacer légèrement au niveau d'un disque amortisseur [12].

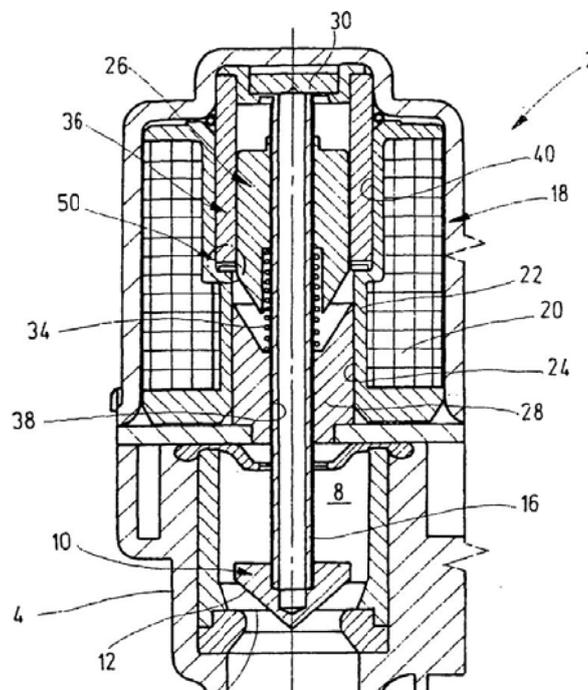


Figure 74: Schéma de principe du brevet EP1668283

"Ledit élément de vanne (10) est fixement relié à un induit (26) qui peut être déplacé par déplacement de liquide dans un manchon de guidage (36) d'une bobine magnétique (22) inséré dans une partie élargie d'une ouverture de passage (24) de la bobine magnétique (22), qui est délimitée par un collier annulaire (44). Selon cette invention, un disque amortisseur (50) entourant l'induit (26) est placé entre le collier annulaire (44) et une extrémité faciale voisine (42) du manchon de guidage (36)".

7.1.5 Brevet EP0717186 BORG-WARNER AUTOMOTIVE

Le design mécanique du noyau fixe et du plongeur est conçu de manière à réduire la force d'attraction du plongeur et ainsi diminuer le bruit [12]

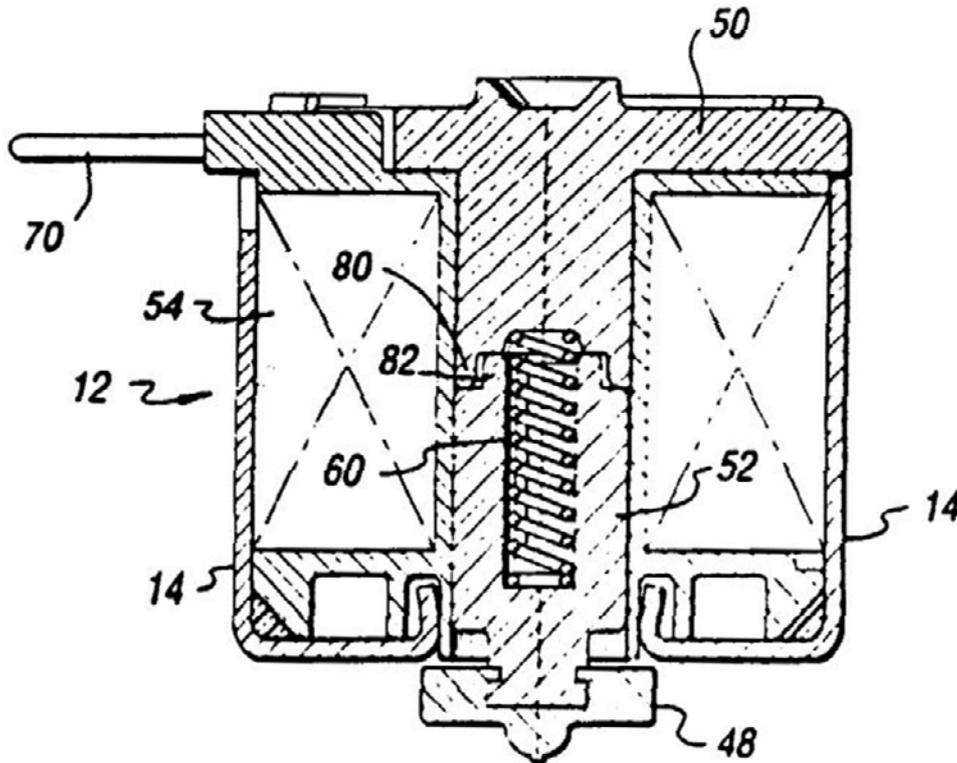


Figure 75: Schéma de principe du brevet EP0717186

"The reduced noise solenoid valve has a raised annular ring on the pole piece of the solenoid. A matching raised step is positioned on the mating face of the movable armature. The relationship between these structures reduces the force acting on the armature when the solenoid is activated. The lower force acting on the armature produces a lower impact velocity which in turn reduces the noise generated by the valve. There is a preferred relationship between the height of the annular ring on the pole piece and the inner diameter 40 of the annular ring. That relationship is approximately 2:7."

De plus, un matériau absorbant le choc peut est utilisé [12]

"Additional noise reduction in the purge valve is achieved by constructing the armature seat of a soft material, such as fluorosilicone, and also by providing an annular disk made of a similar material positioned between the pole piece and the armature. The armature seat and noise disk absorb shock from the moving armature and prevent the shock from being transmitted as noise from the valve. 45 As an alternative, the raised annular ring on the pole piece can be made of an energy absorbing material, such as fluorosilicone. The ring can be formed on the pole piece or made separately and assembled or secured to the pole piece."

7.1.6 Brevet EP1241343 Delphi Technologies

Utilisation des poudres dans les matériaux pour réduire l'inertie et la propagation du son [12].

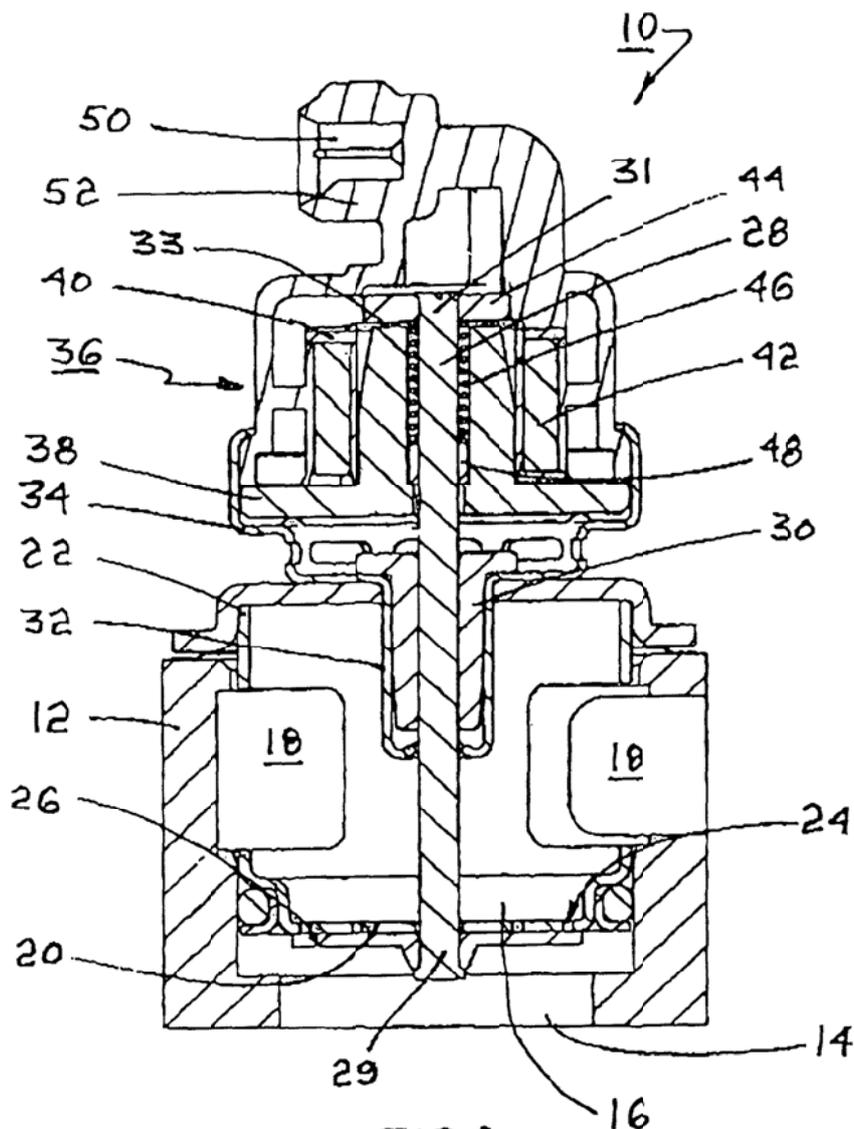


Figure 76: Schéma de principe du brevet EP0717186

"A short-stroke solenoid-actuated valve assembly (10) modified to minimize mechanical clatter. The valve has a valve seat (20) formed of compressed powdered metal to reduce the intensity and sharpness of sound resulting from closing contact with the valve head. The solenoid pole pieces (38,40) are formed of powdered metal to reduce weight, reduce noise, and improve response of the actuator. The solenoid armature (44) is de-coupled from the valve pintle shaft (28) to decrease impact loading upon opening and closing of the valve"

De plus, les commutations des vannes doivent être synchronisées avec les explosions du moteur thermique afin que le bruit de commutation de la vanne soit masqué [12].

"When the valve is employed in a vehicle powered by an internal combustion engine, the solenoid may be actuated at a multiple of the engine's frequency of revolutions, the timing of actuation being selected to occur during a portion of the engine's cycle when the engine is otherwise emitting a high volume of noise. Thus, the actuation sounds of the solenoid and valve may be masked."

7.2 Amortissement du bruit

Sur la base de l'étude de la vanne et de la recherche bibliographique, différentes idées pouvant impacter sur le bruit de la vanne sont listées. Les idées sont regroupée en 3 catégories, celles amortissant le bruit (p.50), celles réduisant le choc (p.56) et celles supprimant le choc (p.68).

Les solutions amortissant le bruit interfèrent dans la propagation de l'onde sonore mais ne diminuent pas l'énergie à dissiper lors de l'impact (5.7 Transfert d'énergies p.27). Pour diminuer l'usure de la vanne, ces solutions devront être combinées avec les solutions de la catégorie réduisant le choc (p.56).

7.2.1 Masquage du bruit

Sans diminuer le bruit produit par la vanne, il est possible de le masquer et ainsi rendre le bruit des commutations plus supportable. Ces solutions peuvent être implémentées sans modification de la vanne.

Ci-dessous une liste des mesures pouvant être entreprises pour diminuer le bruit perçu :

- Isoler acoustiquement la vanne
- Commuter la vanne lorsque le bruit environnant est plus élevé que le bruit de la vanne. (7.1.6 Brevet EP1241343 Delphi Technologies p.49)
- Annuler l'onde sonore émise par la vanne par une autre onde sonore déphasée de 180°
- Porter des Pamiir

Ces solutions sont difficilement envisageables car les vannes sont vendues seules. Le système où elles seront intégrées ne dépend pas de l'entreprise fabriquant la vanne. De plus ces solutions ne résolvent pas la source du problème.

Eléments positifs	Eléments négatifs
Une bonne diminution du son perçu	L'énergie à dissiper lors du choc n'est pas diminuée
Pas de modification sur l'électrovanne	Très contraignant pour le client
	Repousse la problématique plus loin

7.2.2 Revêtement

Le dépôt d'un revêtement aux surfaces de contact permettrait de réduire sensiblement le bruit.

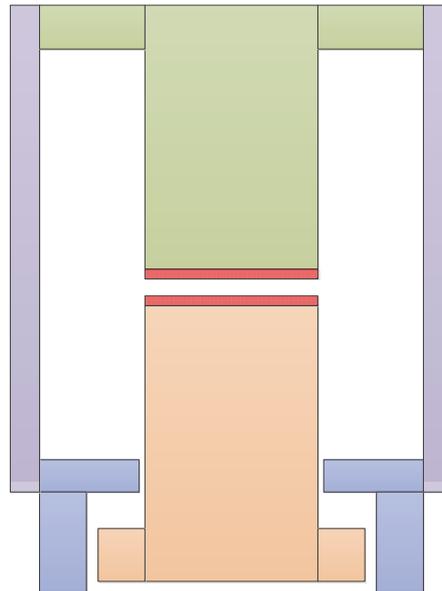


Figure 77: revêtement

Approfondissement¹

Un revêtement de surface polymère de type Elastocoat® [13] pourrait être appliqué aux surfaces entrant en contact. Cependant pour être efficace, l'épaisseur de la couche doit être grande ce qui augmentera considérablement la résistance magnétique du circuit diminuant ainsi les performances de la vanne. Les dépôts de polymère n'ont pas un bon état de surface et sont peu précis ce qui est problématique pour la faible course de la vanne.

Pour obtenir une épaisseur de polymère plus fine tout en respectant les tolérances demandées pour les pièces de la vanne, il est possible de faire un surmoulage de la pièce. Le moule coûte dans les 10-50'000.-. La pièce devant être surmoulée doit être légèrement modifiée pour permettre une bonne accroche du polymère. Les polymères Delrin®, Vespel® répondent aux exigences les plus extrêmes en termes de chocs et frictions et pourraient être appliqués dans le cas de l'électrovalve [14].

L'ajout d'un revêtement augmente la reluctance du circuit magnétique. Les polymères sont amagnétiques ($\mu_r \approx 1$). Pour caractériser la perte des performances de la vanne, l'entrefer est augmenté permettant de simuler le dépôt de polymère. Une couche de polymère de 10um à 300um est simulée dans Figure 78.

¹ Selon l'expertise de M. Hervé Girard

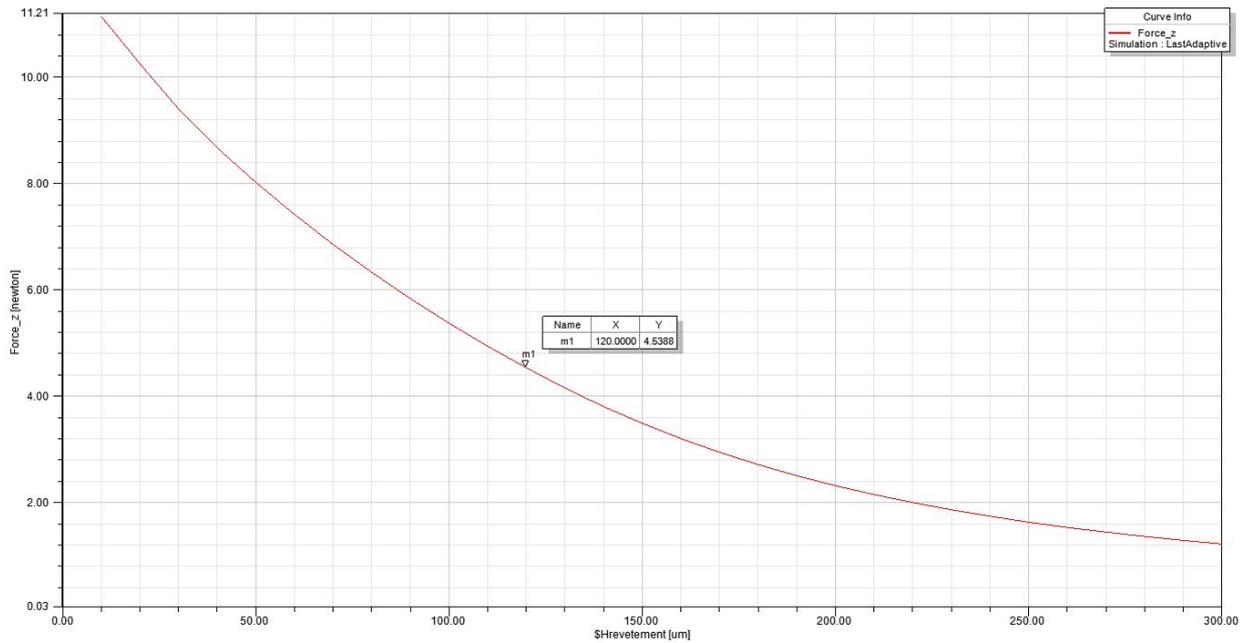


Figure 78: Force sur le plongeur en fonction de l'épaisseur du revêtement

Pour que la vanne commute il faut une force minimale de 4.5N (5.5.8 Somme des forces p.20). L'épaisseur maximale du revêtement est de 240µm au total (120µm sur le plongeur et 120µm sur le noyau fixe). Ces épaisseurs peuvent être réalisées par surmoulage (VP plast).

Pour une bonne accroche du polymère les pièces surmoulées doivent être modifiées. A la Figure 79, un exemple de modification mécanique permettant une bonne accroche du polymère.

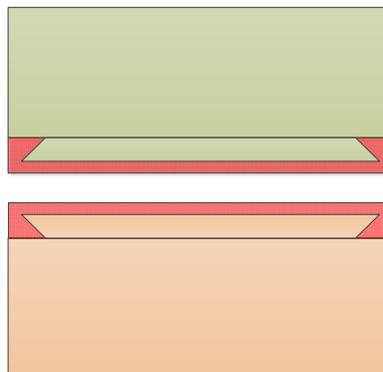


Figure 79: modification mécanique pour surmoulage

Eléments positifs	Eléments négatifs
Probablement une bonne diminution du bruit émis	L'énergie à dissiper lors du choc n'est pas diminuée
Faible modification de la vanne actuelle	Résistance des polymères dans la durée relativement incertaine
Amortissement possible du moule pour une grande production	Difficilement testable durant le temps accordé au travail de diplôme
	Augmentation du temps de fabrication des pièces

7.2.3 Rayonnement

En fonction des résultats obtenus lors de l'étude des fréquences propres et de l'analyse du spectre sonore émis par la vanne (p.34), modifier les pièces en cause ou renforcer certaines parties pour que les fréquences propres ne soient plus audibles.

Approfondissement

Les principales parties vibrantes dans la partie audible du spectre sonore sont :

1. Le plongeur (700 à 2500 Hz)
2. Toute la vanne par rapport au socle (1.5 et 5.2 kHz)
3. Le ressort de la vanne (4.4kHz)
4. Le noyau fixe (23-25kHz)

1) Il est quasiment impossible d'empêcher le plongeur de vibrer car c'est une pièce qui doit être en mouvement. Sa fréquence de résonance est trop basse pour pouvoir la modifier de manière à ne plus l'entendre.

2) Les parties métalliques de la vanne sont maintenues au socle par une agrafe. L'agrafe est fine et l'emprise dans le socle en plastique n'est pas optimale. Cette fragilité diminue la rigidité de la vanne et engendre des fréquences naturelles gênantes. En rigidifiant la vanne à cet endroit, la fréquence naturelle de 1,5 et 5,2KHz pourrait être repoussée au-dessus de 20kHz (seuil audible).

3) Après les commutations, le ressort oscille longuement. L'utilisation d'un autre type de ressort avec un coefficient d'amortissement plus grand permettrait de diminuer le temps d'oscillation estompant ainsi le bruit plus rapidement.

4) En rigidifiant le noyau fixe, la fréquence propre de celui-ci augmentera, sa fréquence s'éloignera du seuil d'audition humain.

Eléments positifs	Eléments négatifs
Probablement une bonne diminution du bruit audible émis	L'énergie à dissiper lors du choc n'est pas diminuée
	Le son rayonné par le plongeur peut difficilement être décalé hors des plages de fréquence audible.
	Modification du système d'assemblage de la vanne et des pièces métalliques.
	Connaissance limitée dans le domaine de l'acoustique

7.2.4 Impédance acoustique

En fonction des résultats obtenus lors de l'étude des fréquences propres et de l'analyse du spectre sonore émis par la vanne (p.34), insérer des silentblochs entre les différentes pièces rayonnant le plus. L'impédance sonore ainsi augmentée [11], les ondes sonores seront mieux amorties et la propagation aux différentes pièces bloquée. (7.1.2 Brevet EP2442329 HOFFMANN EITLE p.46)

Eléments positifs	Eléments négatifs
Probablement une bonne diminution du bruit émis	L'énergie à dissiper lors du choc n'est pas diminuée
Facilité de mise en œuvre	Ajout d'entrefer dans le circuit ferromagnétique
Faible modification des pièces composant la vanne	Résistance des polymères dans la durée relativement incertaine

7.2.5 Surface de contact

Augmenter ou diminuer la surface de contact pour diminuer le bruit.

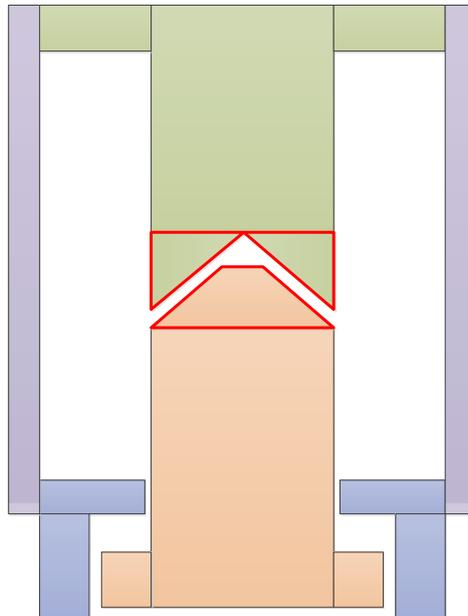


Figure 80: surface de contact

Eléments positifs	Eléments négatifs
Faible modification des pièces composant la vanne	L'énergie à dissiper lors du choc n'est pas diminuée
	Difficilement calculable et simulable. A tester de manière empirique
	Efficacité incertaine

7.2.6 Lieu de contact

Changer la zone de contacte au niveau de la butée

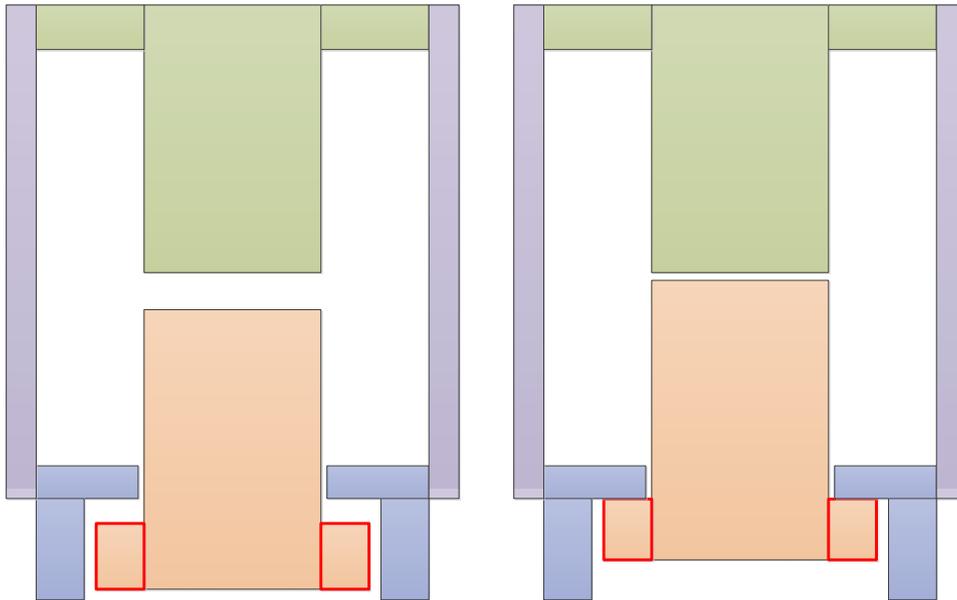


Figure 81: lieu du contact

Un changement de zone d'impact fera vibrer la vanne de manière différente. L'étude sur les fréquences propres (p.34) a mis en évidence des vibrations dues au tube et au noyau. Si l'impact se fait au niveau de la rondelle, les vibrations du noyau et du tube ne devraient plus être présentes. Cependant de nouvelles vibrations au niveau de la rondelle pourraient apparaître.

Eléments positifs	Eléments négatifs
Faible modification des pièces composant la vanne	L'énergie à dissiper lors du choc n'est pas diminuée
	Difficilement calculable et simulable. A tester de manière empirique
	Efficacité incertaine

7.3 Réduction du choc

Les idées diminuant le choc agissent sur des paramètres externes mis en évidence lors de la modélisation (Figure 29). C'est-à-dire la géométrie du circuit ferromagnétique, la masse du plongeur, la force de compression ainsi que la tension d'alimentation de la bobine.

7.3.1 Matériaux (poudre)

L'utilisation de la technologie des poudres permettrait de rendre le plongeur plus léger (les poudres sont moins denses que de la matière pleine) et augmenter l'impédance acoustique augmentant ainsi l'amortissement de l'onde sonore. (7.1.6 Brevet EP1241343 Delphi Technologies p.49)

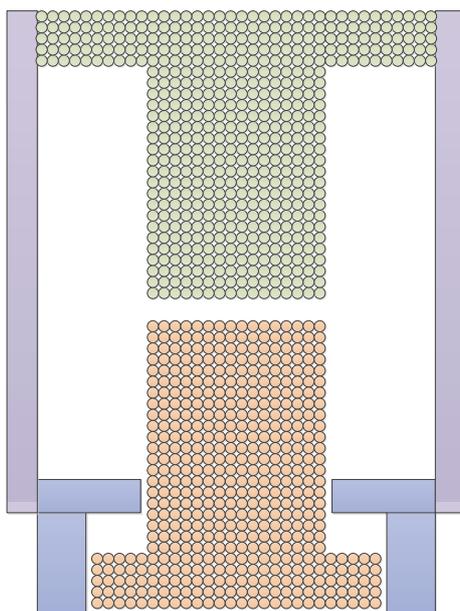


Figure 82: poudre

Approfondissement²

Pour diminuer le choc lors de l'impact on peut réduire la vitesse lors du choc ou diminuer la masse de la pièce. En utilisant des matériaux spécifiques tels que la technologie des poudres, il est possible de diminuer la masse des pièces en mouvement. Les poudres sont de petites billes de matière qui sont soudées entre elles lors du frittage. Le frittage est un procédé d'élévation de la température qui permet aux particules composant les poudres de se souder entre elles. Plus le frittage dure longtemps, plus la pièce deviendra compacte. Il est possible d'atteindre une porosité de 50% à 2% de manière standard.

Plus la matière est poreuse moins elle aura de masse, ainsi la puissance devant être dissipée lors du choc est diminué en comparaison avec une même pièce pleine. Cependant la résistance magnétique augmentera aussi et les caractéristiques de la vanne seront altérées. Il faut dimensionner en conséquence.

L'utilisation de poudre augmente l'impédance acoustique de la matière. Le son aura plus de peine à se propager et rayonner dans la matière car il y a beaucoup de changements de milieu (métal/air) qui dispersent le son. Le dimensionnement de la taille et la densité des poudres est complexe car l'impédance acoustique dépend aussi de la fréquence du son.

² Selon l'expertise de M. Efraïn Carreño-Morelli

Les poudres ont déjà fait leurs preuves dans l'amortissement des ondes sonores. Elles sont notamment utilisées dans des silencieux d'armes à feu.

Eléments positifs	Eléments négatifs
Surcoût modéré pour une grande production	Ajout d'un procédé de fabrication dans la chaîne de production
Possibilité de le faire durant la période de bachelor	Peu de documentation pour déterminer le bon ratio de porosité
Augmentation de l'impédance acoustique et diminution des inerties en mouvement	Augmentation de la résistivité magnétique et diminution des courants de Foucault

7.3.2 Noyau mobile

Le choc du plongeur contre le noyau peut être amorti si le noyau est légèrement mobile. (7.1.3 Brevet EP1684319 Stockmair & Schwanhäusser p.47)

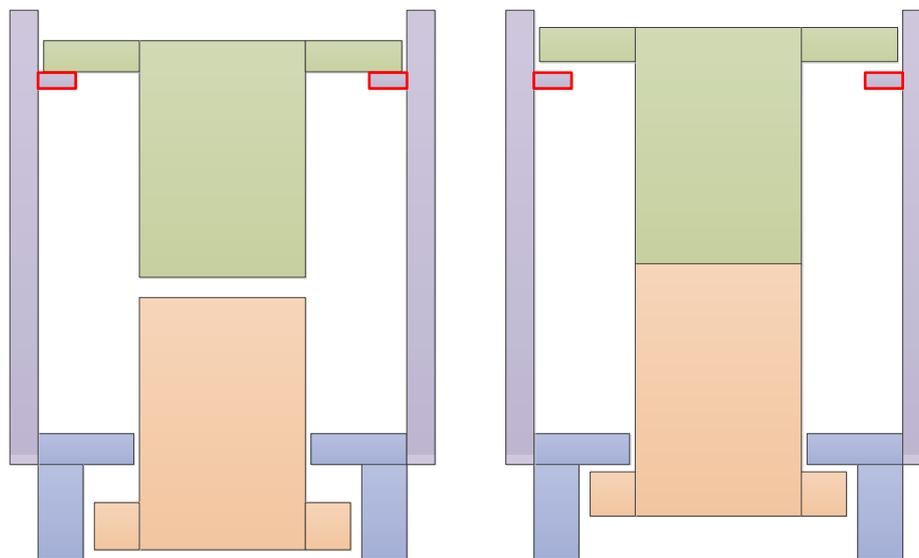


Figure 83: noyau mobile

Approfondissement

Pour éviter que le noyau ne se bloque lors de son déplacement, il faut veiller à ce que la distance de guidage soit au moins 1.5x plus longue que le diamètre du noyau [7]. Ainsi pour des raisons de compacité, il est plus avantageux de guider le noyau sur le diamètre intérieur plutôt que le diamètre extérieur.

La vanne n'étant pas forcément assemblée à la verticale, la gravité ne pourra pas à elle seule ramener le noyau en position initiale. Il faudra installer un système avec un ressort maintenant la position initiale du noyau. La complexité mécanique de la vanne est augmentée ainsi que les risques de défauts.

Eléments positifs	Eléments négatifs
	Ajouts de partie mobile et de complexité mécanique
	Risques de panne due au noyau mobile
	Efficacité incertaine

7.3.3 Circuit magnétique

Une optimisation du circuit magnétique en modifiant le plongeur ainsi que le noyau fixe permettrait d'avoir une vitesse n'augmentant pas exponentiellement avant le contact. (7.1.5 Brevet EP0717186 BORG-WARNER AUTOMOTIVE p.48)

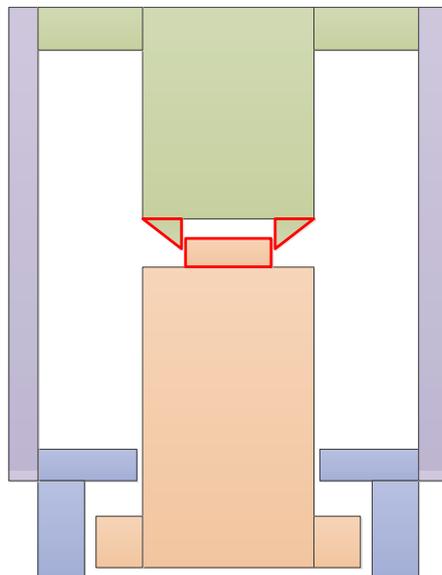


Figure 84: optimisation du circuit ferromagnétique

Approfondissement

Le fonctionnement du principe est testé avec le logiciel Ansys Maxwell. Les deux simulations sont basées sur les exemples mentionnés dans le livre de traité l'électricité volume IX Electromécanique [4, p. 136].

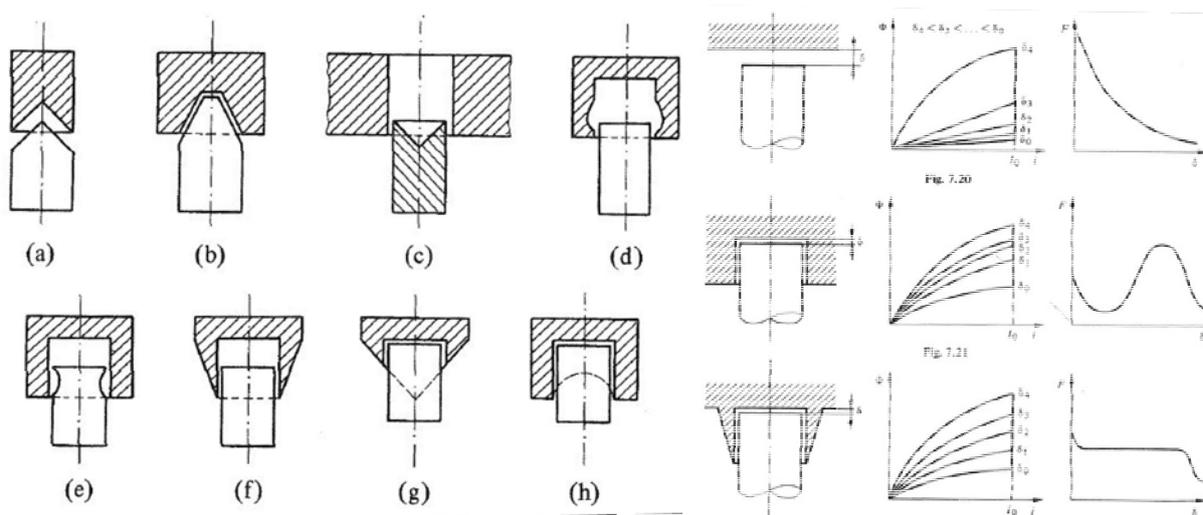


Figure 85: Variation de la force en fonction de la géométrie [4, p. 136]

La force augmente de façon exponentielle lors du déplacement du plongeur (Figure 87). Le but de la modification de la géométrie du plongeur et du noyau est de rendre cette force, la plus constante possible malgré l'avancée du plongeur vers le noyau fixe.

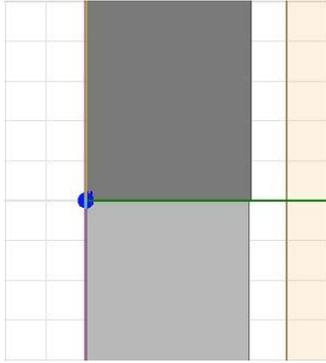


Figure 86: géométrie de l'originale

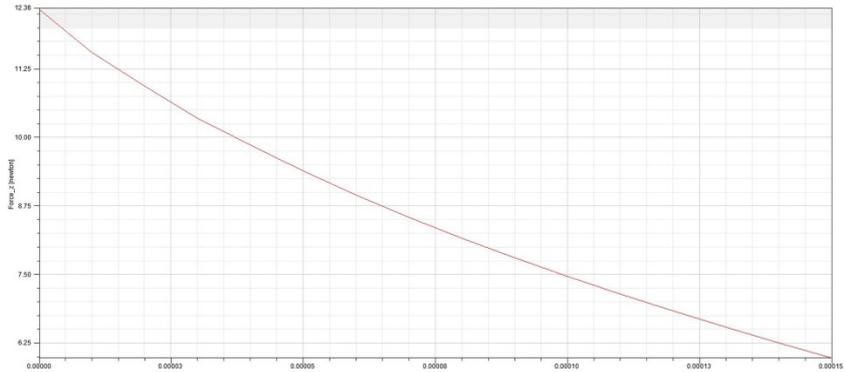


Figure 87: Force l'original

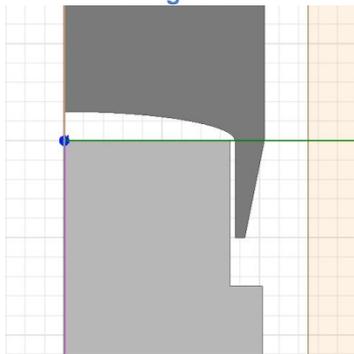


Figure 88: géométrie de la modification 1

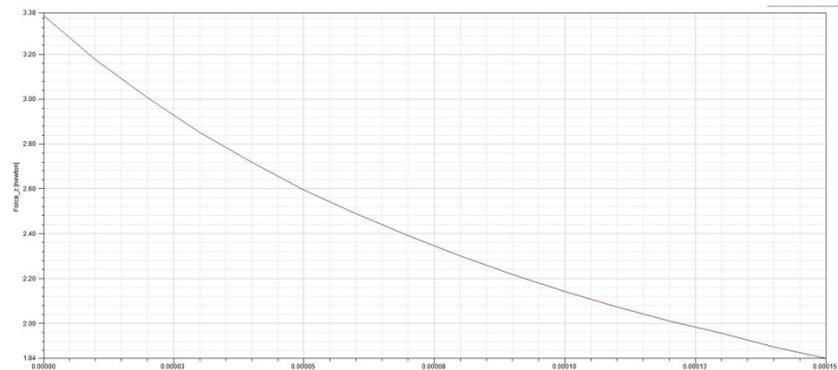


Figure 89: force de la modification 1

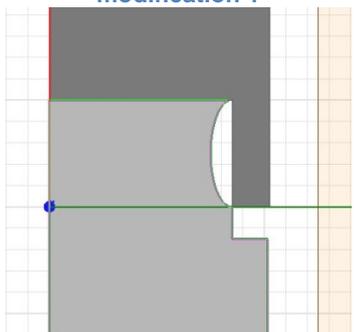


Figure 90: géométrie de la modification 2



Figure 91: force de la modification 2

L'évolution de la force en fonction du plongeur ne change pas vraiment en fonction de la géométrie. Une des raisons de ces faibles différences est due au fait que tout le circuit ferromagnétique est saturé (5.4 Simulation par éléments finis p.13) et que la course du plongeur est faible en relation au diamètre. Une variation de géométrie sur une si petite course n'a que peu d'influence sur l'évolution de la force.

Les simulations ont été refaites avec un circuit ferromagnétique moins saturée ($\theta = 20A$). La modification 2 a un comportement similaire à l'original mais la géométrie 1 a une courbe évoluant de manière moins exponentielle.

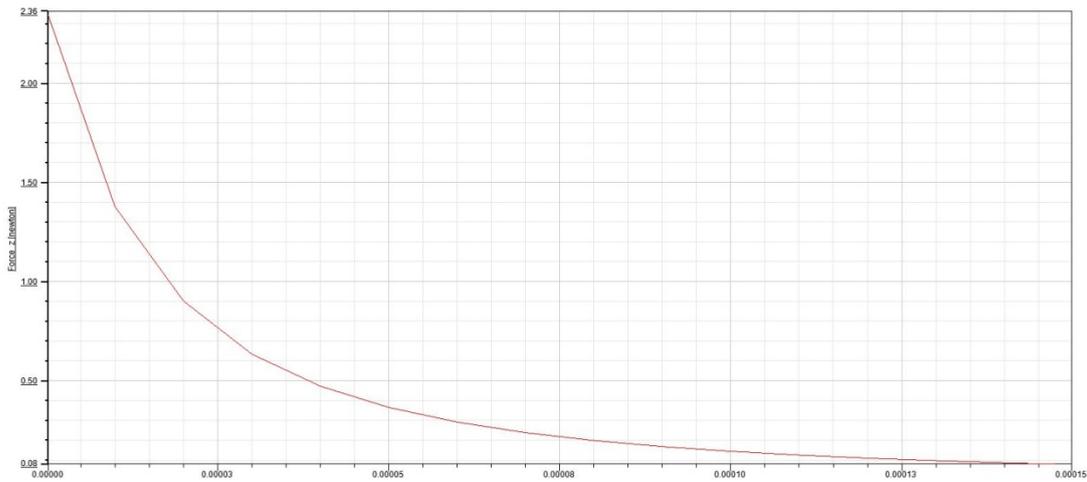


Figure 92: Force l'original sans saturation

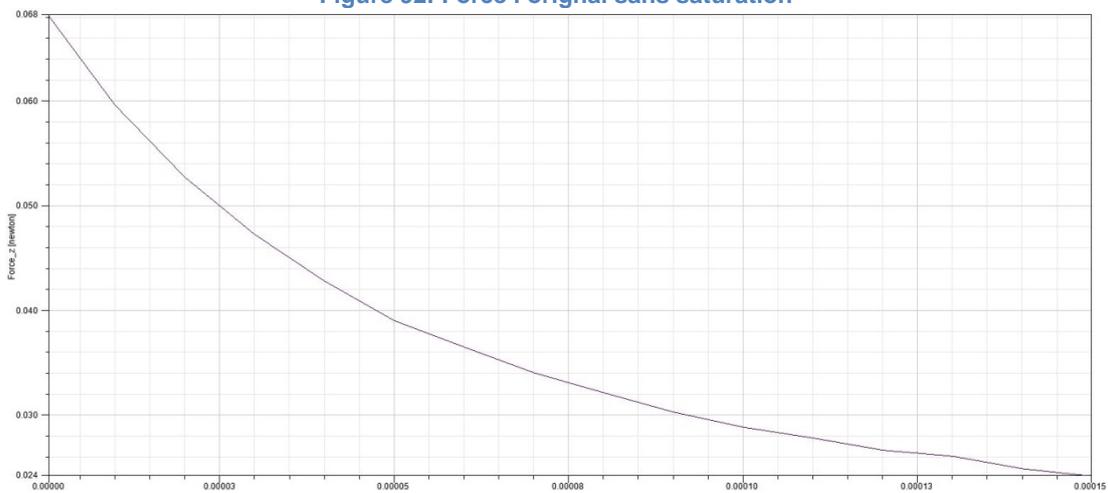


Figure 93: Force de la modification 1

Malgré cette amélioration, les résultats sont loin de se rapprocher des exemples du livre de traité l'électricité volume IX Electromécanique (Figure 85). De plus, la diminution de la force n'est pas négligeable.

Eléments positifs	Eléments négatifs
Modification légère des pièces	Ajoute de la complexité dans les pièces usinées
Effet facilement simulable	Mauvais résultats en simulation rapide

7.3.4 Effet piston

En ajustant le plongeur dans le support bobine et en réduisant les volumes où l'air pourrait se réfugier, l'air comprimé lors du déplacement du plongeur augmentera la pression d'air entre le plongeur et le noyau. La pression impliquera une force s'opposant à la force d'attraction du plongeur et le ralentira avant l'impact.

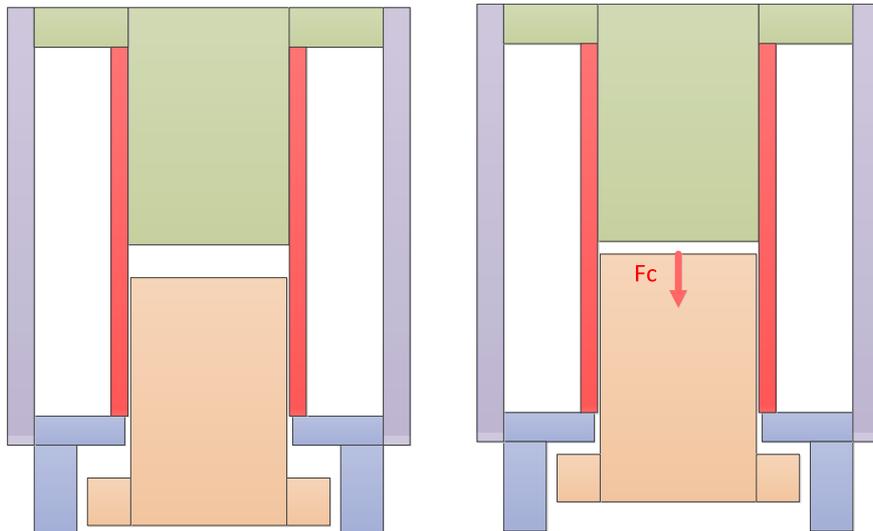


Figure 94: effet piston

Approfondissement

L'efficacité de cette solution est testée en modifiant les volumes d'air entre le noyau, le plongeur et le support bobine pour augmenter la force de compression d'air (p.19). En supprimant les évidements du plongeur et en ajustant le support de la bobine au plongeur, la force de compression est considérablement augmentée ce qui diminue la vitesse du plongeur avant l'impact.

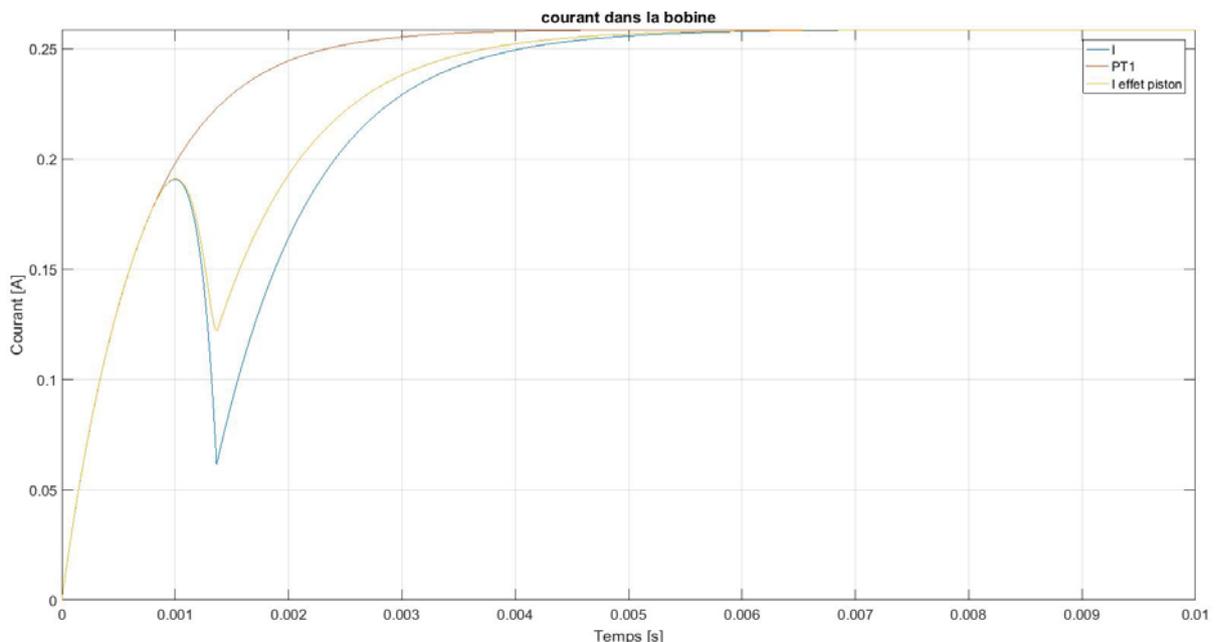


Figure 95: effet piston sur le courant

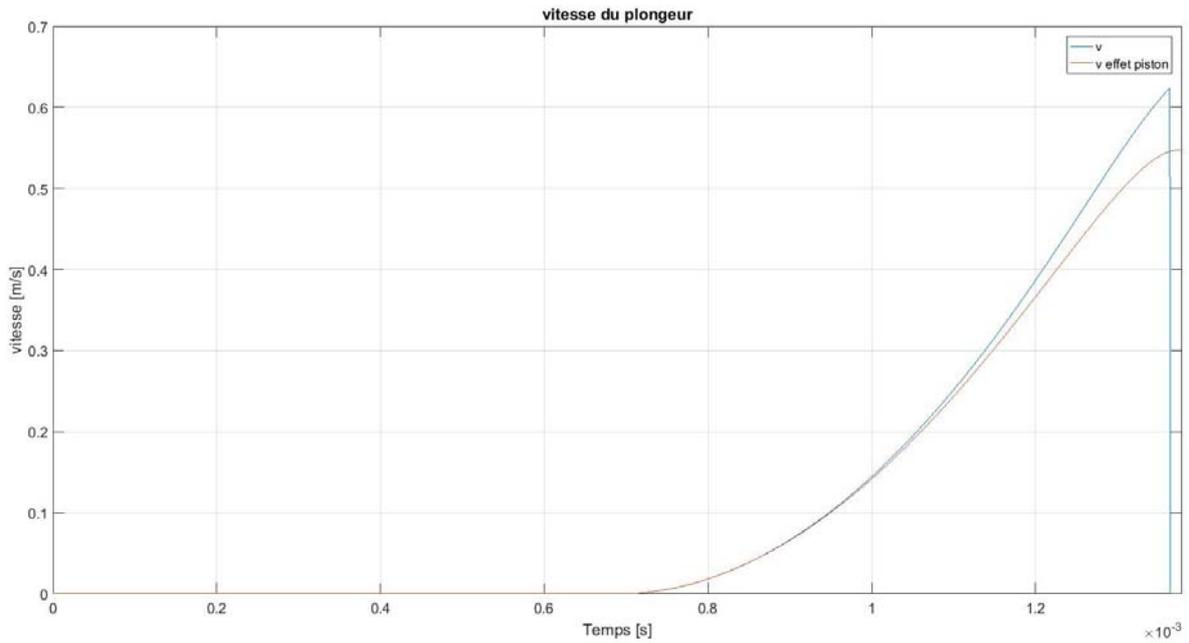


Figure 96: effet piston sur la vitesse

La vitesse avant l'impact peut être réduite en réduisant les volumes permettant à l'air de se comprimer. Le modèle ne permet pas de dimensionner et simuler convenablement l'effet piston car les déplacements de flux d'air ne sont pas considérés mais permet de confirmer l'effet.

Eléments positifs	Eléments négatifs
Peu de modifications des pièces de la vanne	Ajoute des tolérances aux pièces usinées
L'effet est sensible sur les nouvelles pièces	Peu de documentation sur le sujet
	Efficacité incertaine

7.3.5 Régulation du courant

Une régulation du courant dans la bobine permet de contrôler la force d'attraction agissant sur le plongeur. Ainsi la force peut être diminuée avant contact pour freiner le plongeur. (7.1.1 Brevet EP0727566 TOYOTA p.45)

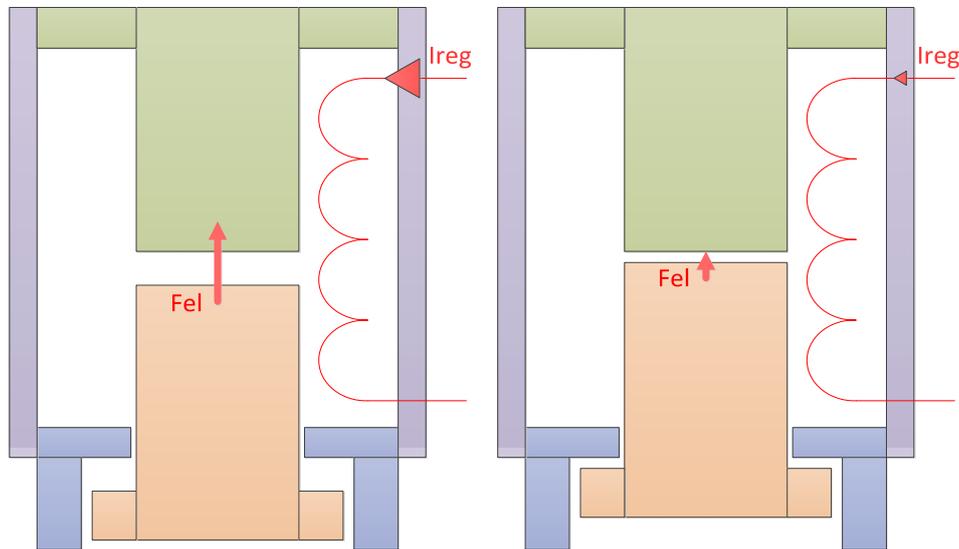


Figure 97: régulation du courant

Approfondissement

La position ne peut pas être réglée de manière directe, seule la tension peut être pilotée (Figure 29). La régulation de courant peut être basée sur plusieurs paramètres :

- Machine learning avec comme critère : la diminution du bruit lors de la commutation
 - nécessite une phase d'apprentissage
 - nécessite un recalibrage selon l'usure
 - algorithmes complexes
- Basée sur la position calculée en observateur à partir de l'inductance
 - + Indépendant de l'usure de la vanne
 - + Régulation PID
 - difficulté à calculer l'inductance (bruit, tension induite, courant de Foucault)
- Basée sur la forme du courant mesuré
 - + Indépendant de l'usure de la vanne
 - + Régulation par hystérèse selon des rampes
 - Pas de suppression totale du choc
- Basée sur le temps, la tension et la pression
 - + Pas de mesures
 - + Electronique très simplifiée
 - Utilisation limitée à un point de fonctionnement
 - nécessite un recalibrage selon l'usure

Eléments positifs	Eléments négatifs
Probablement une bonne diminution de l'énergie à dissiper au moment du choc	Difficulté de connaître la position du plongeur
Pas de modification des pièces de la vanne	Obligation d'avoir une vanne avec électronique
	Contrainte de place pour l'électronique

7.3.6 Double bobine

Une seconde bobine est excitée juste avant l'impact de manière à polariser le noyau fixe de manière contraire au plongeur. Ainsi une force s'opposerait à l'avancée du plongeur sur la fin de la course et diminuerait le choc.

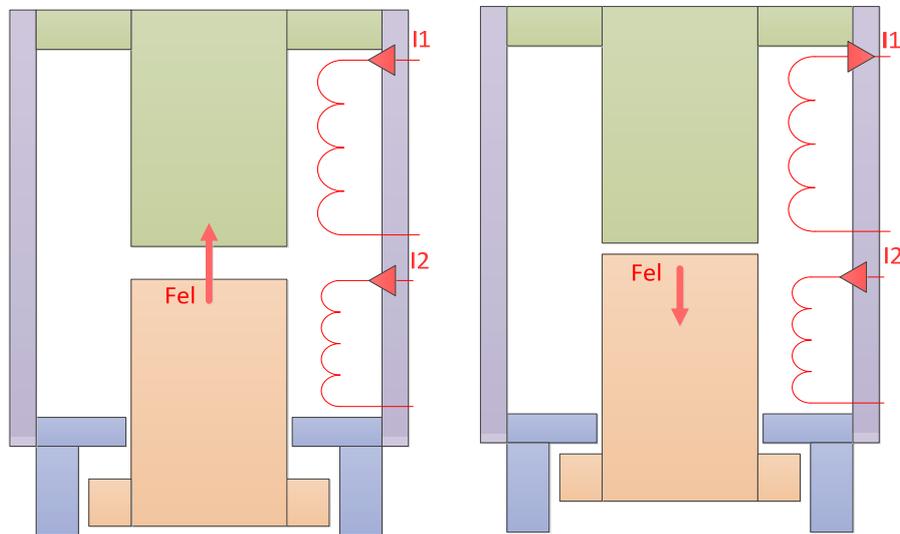


Figure 98: double bobine

Approfondissement

L'idée se base sur la polarisation de deux électroaimants ayant chacun une bobine séparée.

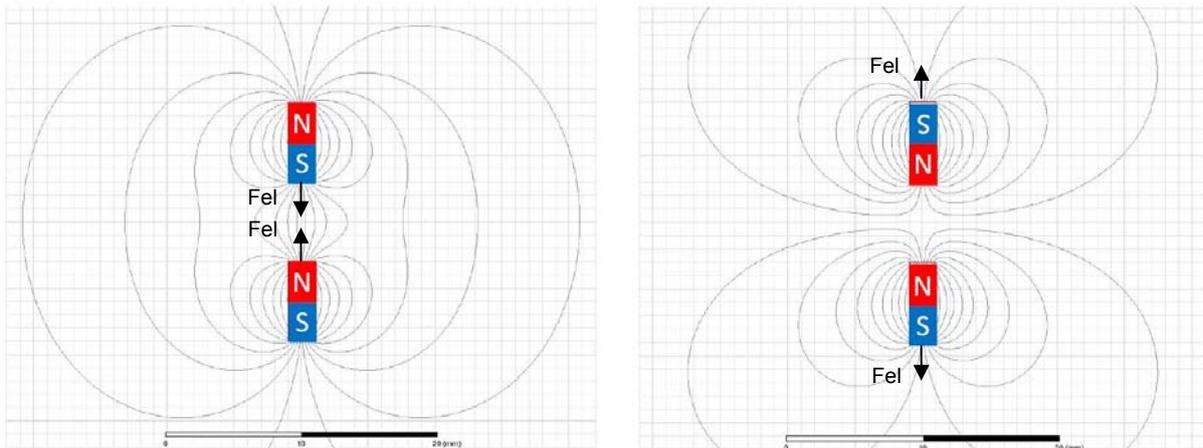


Figure 99: attraction et répulsion d'aimants [15, p. 5]

Si le courant circule dans le même sens, les électroaimants seront polarisés de la même manière et s'attirent. A l'inverse, si le courant ne circule pas dans le même sens dans les solénoïdes alors les deux pièces métalliques se repousseront.

L'idée consiste à utiliser ce principe en intégrant deux bobines dans l'électrovalve pour freiner le plongeur avant d'arriver en bout de course.

Le principe est simulé sur Ansys Maxwell

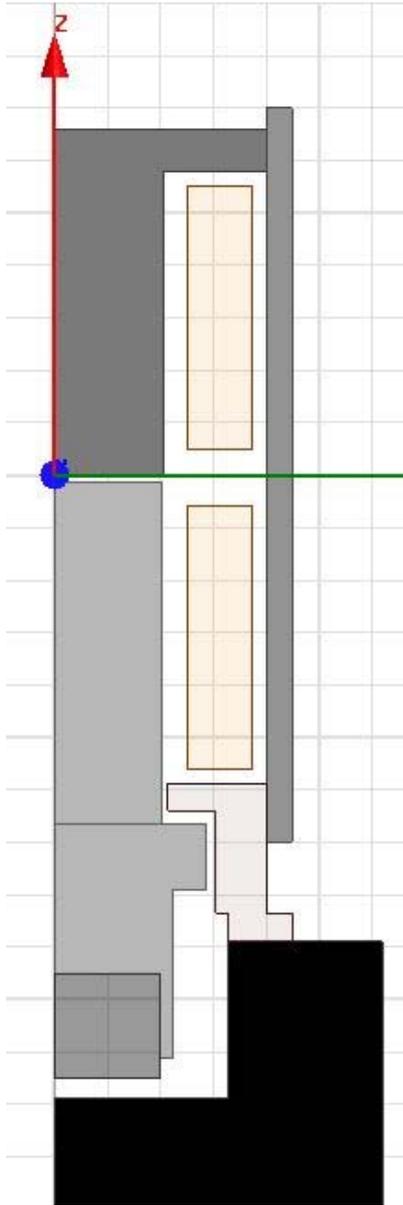


Figure 101: modèle Ansys double bobine



Figure 100: courant même sens (double bobine)

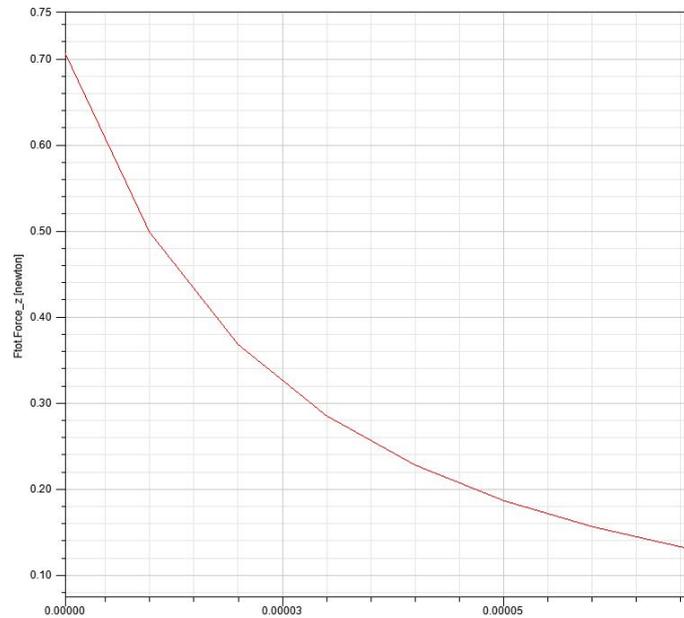


Figure 102: courant sens opposé (double bobine)

Le principe exploité pour cette idée ne fonctionne pas aux vues des simulations faites. Lorsque le courant est dans le sens opposé la force sur le plongeur ne devient pas négative (Figure 102). La cause de la différence entre l'idée et la simulation est du fait que le circuit ferromagnétique de la vanne court circuit les lignes de champs. Il n'y a pas d'oppositions entre les lignes de champs produits par les deux bobines, il n'y a pas de force de répulsion. Pour que le principe fonctionne, il ne faudrait pas avoir de circuit ferromagnétique autour des bobines (Figure 99) mais les performances de la vanne seraient très fortement altérées.

Eléments positifs	Eléments négatifs
	Difficulté à connaître la position du plongeur
	Obligation d'avoir une vanne avec électronique
	Mauvais résultats en simulation rapide
	Complexité de bobinage

7.3.7 Frein par courant de Foucault

Un matériau avec une rémanence magnétique élevée constitue le plongeur (AlNiCo). Ainsi lors de la première phase d'ouverture de la vanne la bobine excitée polarise le plongeur. Sur la fin de la course la bobine est mise en court-circuit ce qui aura pour effet de freiner le plongeur en induisant des courants de Foucault dans le plongeur.

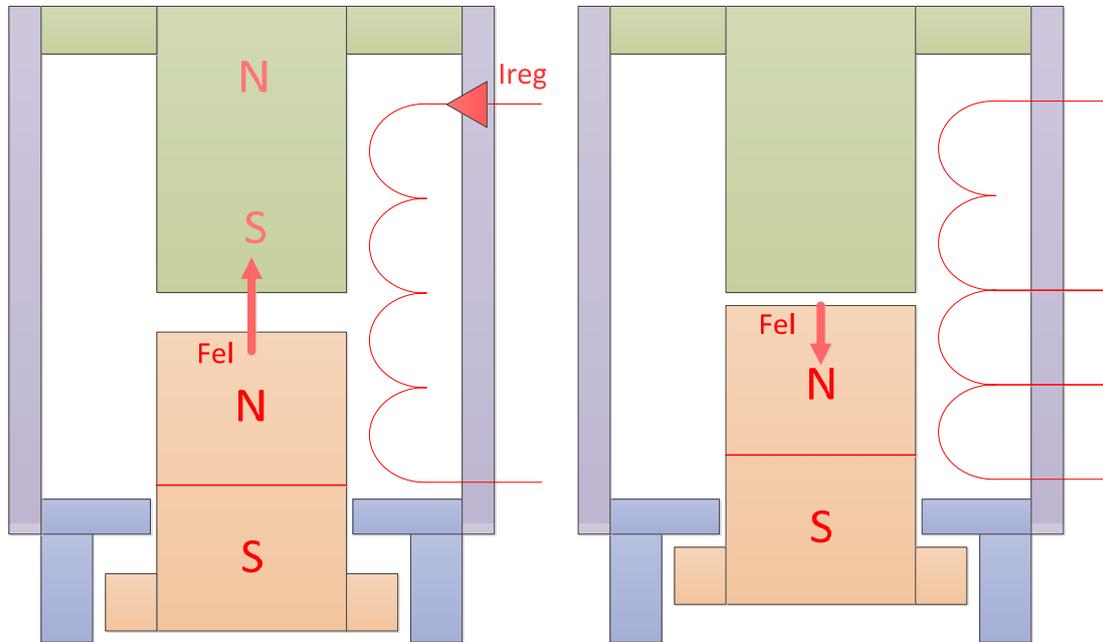


Figure 103: frein par courant de Foucault

Eléments positifs	Eléments négatifs
	Difficulté à connaître la position du plongeur
	Obligation d'avoir une vanne avec électronique
	Compromis avec le matériel avec une grande rémanence magnétique
	Difficilement simulable
	Efficacité incertaine

7.3.8 Frein démagnétisation

Le même principe que le frein par courant de Foucault mais pour augmenter le frein un courant inverse est induit dans la bobine ainsi le noyau fixe ayant une rémanence magnétique faible (Acier 230FR) se polarisera de manière contraire au plongeur qui lui avec sa rémanence élevée (AlNiCo) ne sera pas encore démagnétisé.

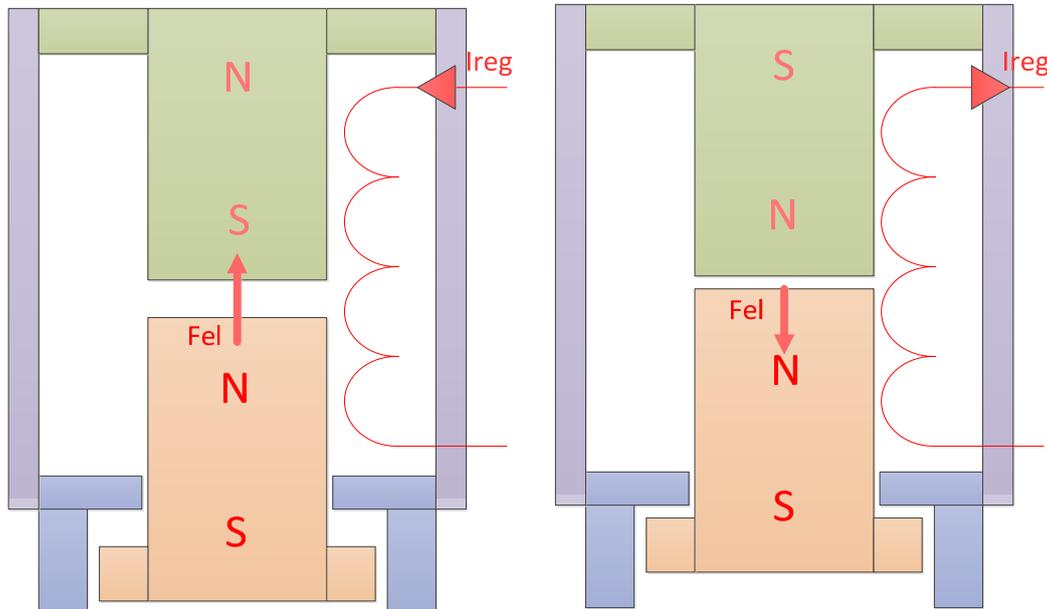


Figure 104: frein démagnétisation

Eléments positifs	Eléments négatifs
	Difficulté à connaître la position du plongeur
	Obligation d'avoir une vanne avec électronique
	Efficacité incertaine
	Compromis avec le matériel avec une grande rémanence magnétique
	Difficilement simulable

7.4 Suppression du choc

7.4.1 *Lévitacion*

Avant le choc, le courant dans la bobine est fortement diminué de manière à avoir une somme des forces nulle sur le plongeur de manière à le faire léviter.

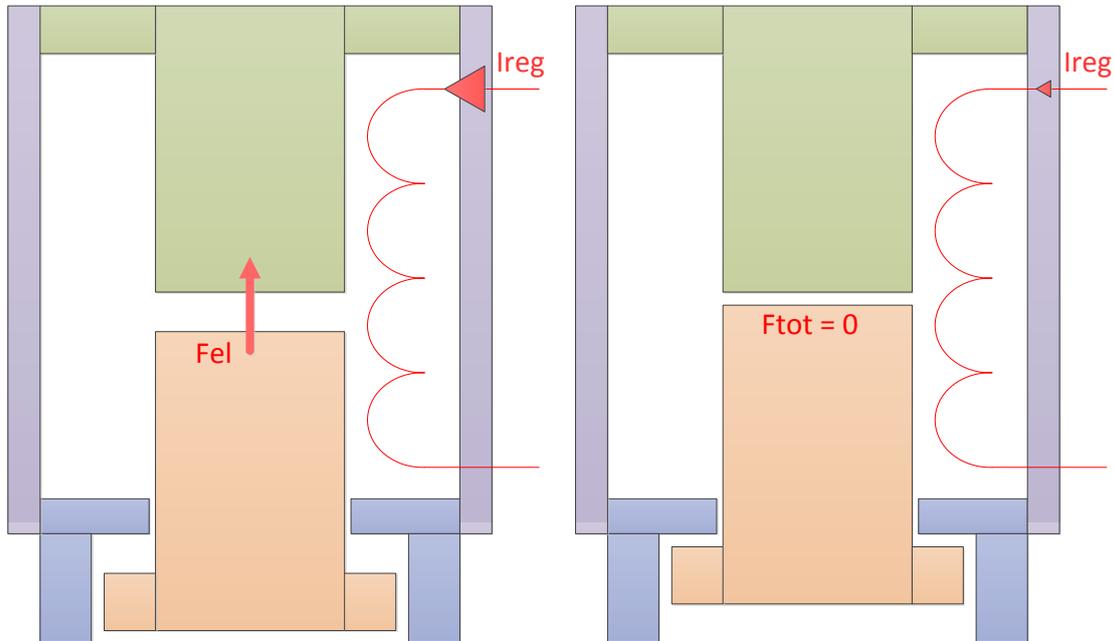


Figure 105: lévitation

Eléments positifs	Eléments négatifs
Pas de modification des pièces de la vanne	Difficulté à connaître la position du plongeur
Plus de choc	Obligation d'avoir une vanne avec électronique
	Complexité à régler
	Dimension disponible pour l'électronique
	Prix de l'électronique
	Consommation électrique augmentée
	Temps limité durant le travail de diplôme

7.4.2 Alignement

Si la force d'attraction entre deux pièces aimantées est assez forte, celles-ci se déplacent de manière à minimiser la résistance magnétique de leur circuit pour augmenter le flux.

Par exemple, deux aimants côte à côte légèrement décalés vont s'aligner deux mêmes si aucune force externe ne les retient.

Ce principe est aussi utilisé dans les moteurs pas à pas.

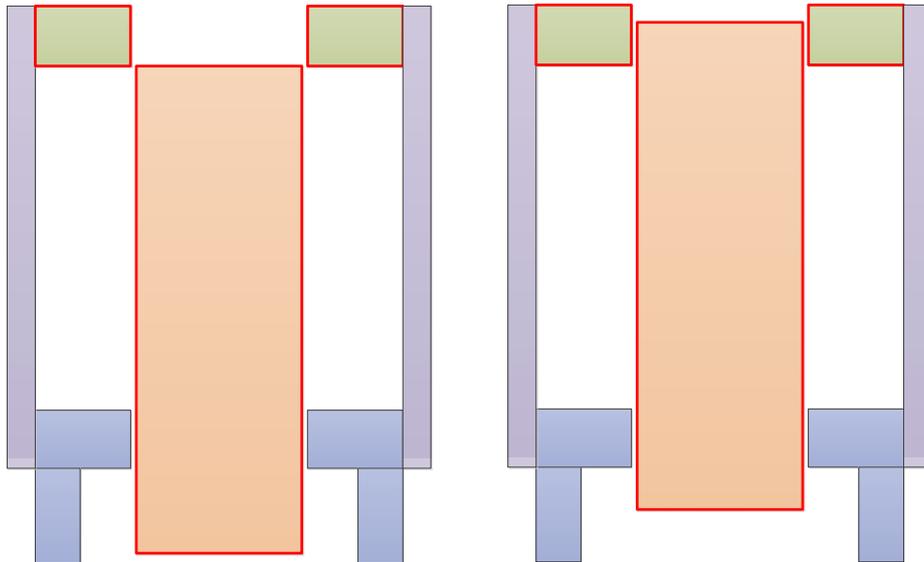


Figure 106: alignement

Pour confirmer le principe, un essai rapide sur Ansys maxwell est testé

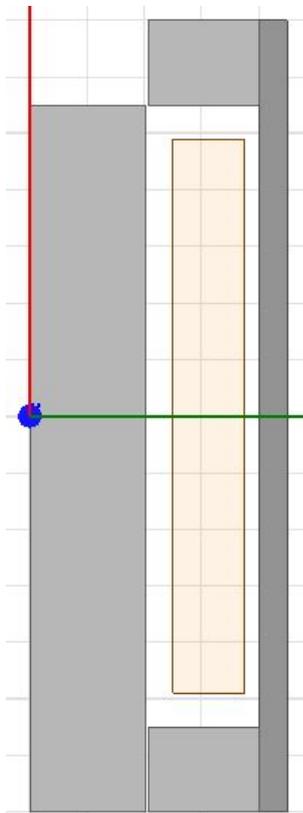


Figure 107: Alignement: simulation Ansys pour validation de principe

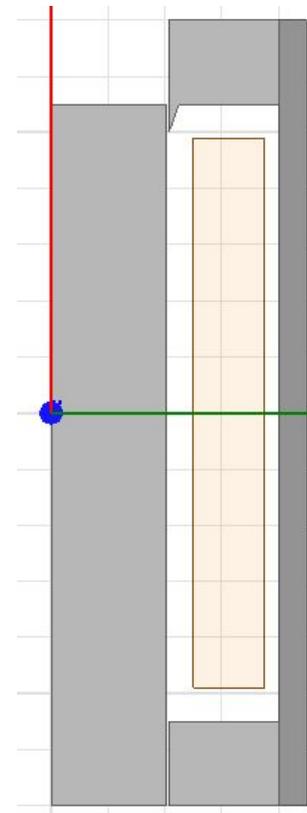


Figure 108: Alignement: simulation Ansys pour validation de principe : variation

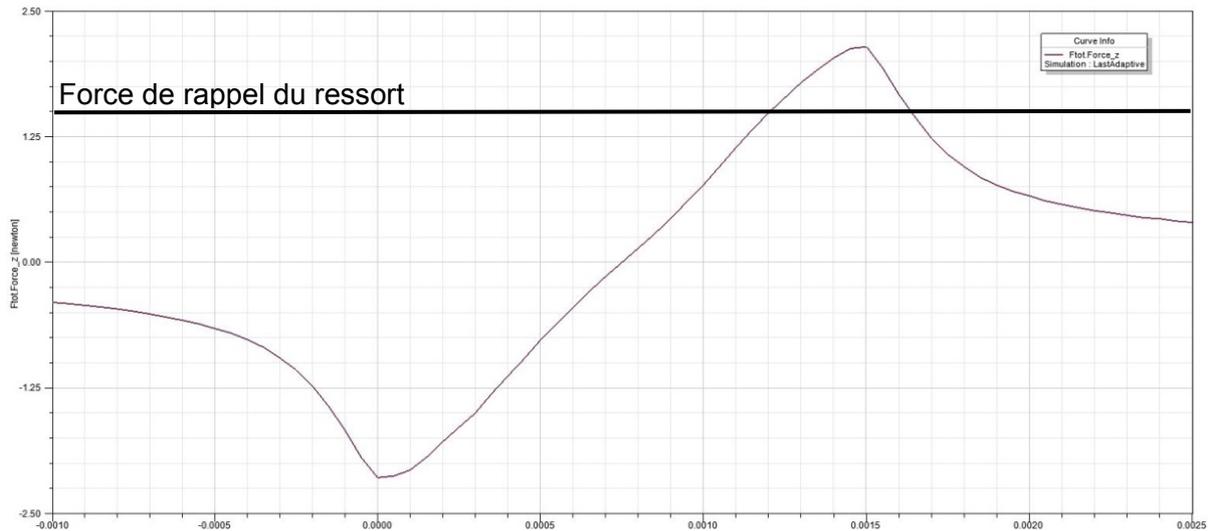


Figure 109: Aligement : force en fonction de la position

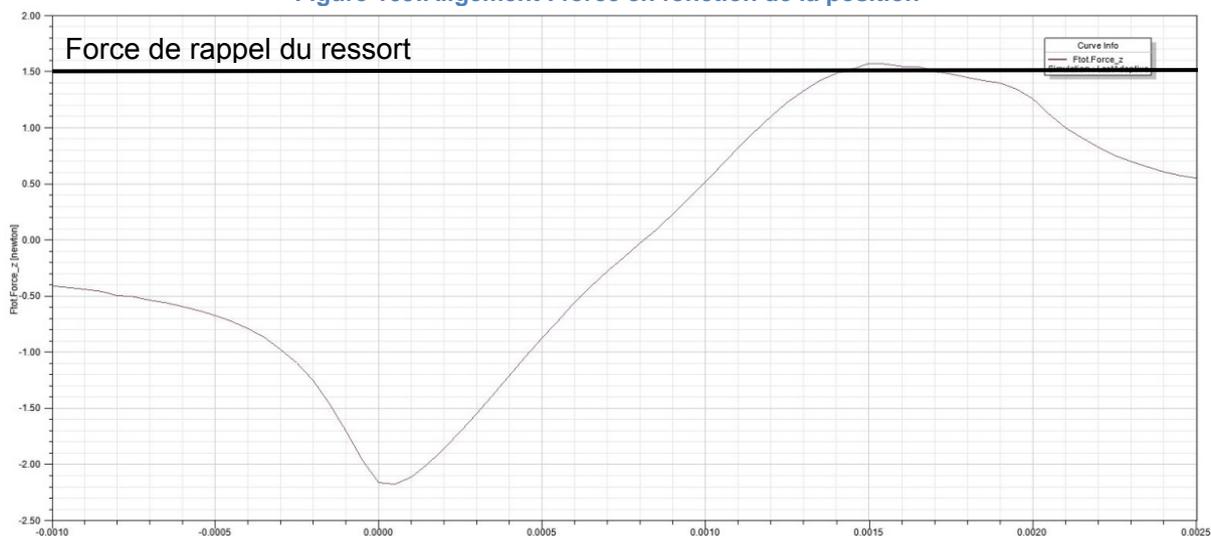


Figure 110: Aligement : force en fonction de la position : variation

L'idée est confirmée par les résultats obtenus par simulation (Figure 109)

Il est possible d'augmenter la plage haute de la force en jouant sur la saturation (Figure 108) cependant la force max diminue en conséquence.

La force max obtenue avec ce système est limitée pour remplir le cahier des charges. La force du ressort varie de 1.4 à 1.5N sur la course du plongeur.

Eléments positifs	Eléments négatifs
Plus de choc	Consommation électrique augmentée
	Performances diminuées
	Modification du principe de fonctionnement

7.5 Discrimination des hypothèses

Les solutions trop chronophages, coûteuses, non répétable, non comparables, inefficaces en simulation rapide, dont le résultat est trop incertain ou dont les spécifications de la vanne sont trop altérées ne sont pas mises en œuvre.

Hypothèses	x/v	Remarques
Masquage du bruit <i>p.50</i>	X	La problématique doit être résolue dans la vanne et non reportée au client
Revêtement <i>p.51</i>	X	Trop chronophage et coûteux pour être réalisé en interne
Rayonnement <i>p.53</i>	✓	Efficacité à tester à l'aide d'un banc de test
Impédance acoustique <i>p.54</i>	X	Diminution des spéc. de la vanne. Mauvaise résistance des polymères dans la durée.
Surface de contact <i>p.54</i>	X	Résultats trop incertains et non comparables
Lieu de contact <i>p.55</i>	X	Résultats trop incertains et non comparables
Matériaux (poudre) <i>p.56</i>	✓	Efficacité à tester à l'aide d'un banc de test
Noyau mobile <i>p.57</i>	✓	Efficacité à tester à l'aide d'un banc de test
Circuit magnétique <i>p.58</i>	X	Circuit ferromagnétique trop saturé pour qu'une modification géométrique soit efficace.
Effet piston <i>p.61</i>	✓	Efficacité à tester à l'aide d'un banc de test
Régulation du courant <i>p.63</i>	✓	Efficacité à tester à l'aide d'un banc de test
Double bobine <i>p.64</i>	X	Hypothèse non fonctionnelle
Frein par courant de Foucault <i>p.66</i>	X	Résultats trop incertains, difficilement simulables
Frein démagnétisation <i>p.67</i>	X	Résultats trop incertains, difficilement simulables
Lévitacion <i>p.68</i>	X	Difficulté à connaître la position du plongeur, complexité de la régulation, consommation
Alignement <i>p.69</i>	✓	Dimensionner le circuit ferromagnétique pour déterminer si c'est une hypothèse viable.

Les hypothèses retenues sont approfondies au vu d'une réalisation. Si les simulations ne sont pas convaincantes, l'hypothèse ne sera pas mise en œuvre. Dans le cas contraire, les hypothèses sont dimensionnées et leur efficacité testée.

8 Analyse des solutions

8.1 Banc de test

Pour tester rapidement l'efficacité des hypothèses, un banc de test est mis en place. Le banc de test permet de maintenir les différentes pièces métalliques de la vanne et d'éviter une opération de roulage du tube pour sertir les pièces.

Les tests se font à l'échelle 1:1 pour éviter des problèmes de similitude. Les différentes pièces mécaniques sont usinées à l'atelier mécanique de la HES-SO.

Les pièces d'origine seront utilisées autant que possible durant les tests et les modifications seront réduites au minimum pour éviter des effets indésirables autres que celles apportées par l'hypothèse en cours de test.

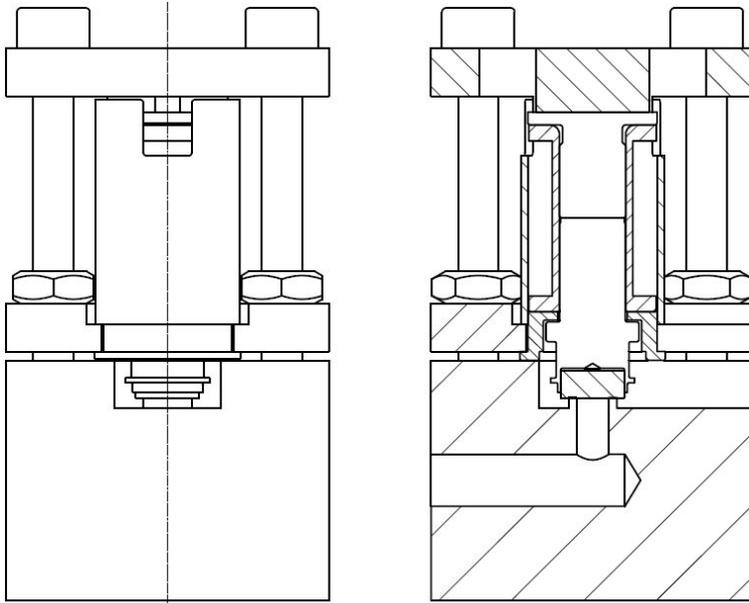


Figure 111: banc de test schéma



Figure 112: banc de test

Les plans du banc de test se trouvent en annexe n°6.

Les hypothèses avec de faibles modifications mécaniques sont testées avec le support d'origine. (*Noyau mobile p.57 et Régulation du courant p.63*)

8.2 Procédure des mesures

A cause d'une indisponibilité des micros utilisés pour la caractérisation de la vanne (p.32), une autre paire de micros a été utilisée : Oktava MK-012-01 avec l'enregistreur Focusrite Scarlett 2i4.

Pour éviter toutes perturbations sonores lors des mesures, la vanne et les micros ont été placés dans une chambre anéchoïque pour les mesures.

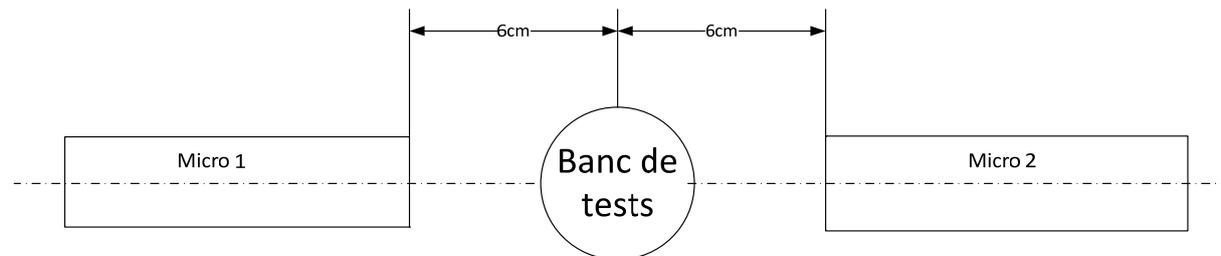


Figure 113: Setup des micros

Le placement des micros a aussi été modifié pour diminuer le risque d'erreurs liées à un mauvais placement du banc de test. Les micros sont éloignés de 6cm du centre du banc de test. Le banc de test est légèrement inséré dans un chablon en mousse afin de toujours être reposé au même endroit.

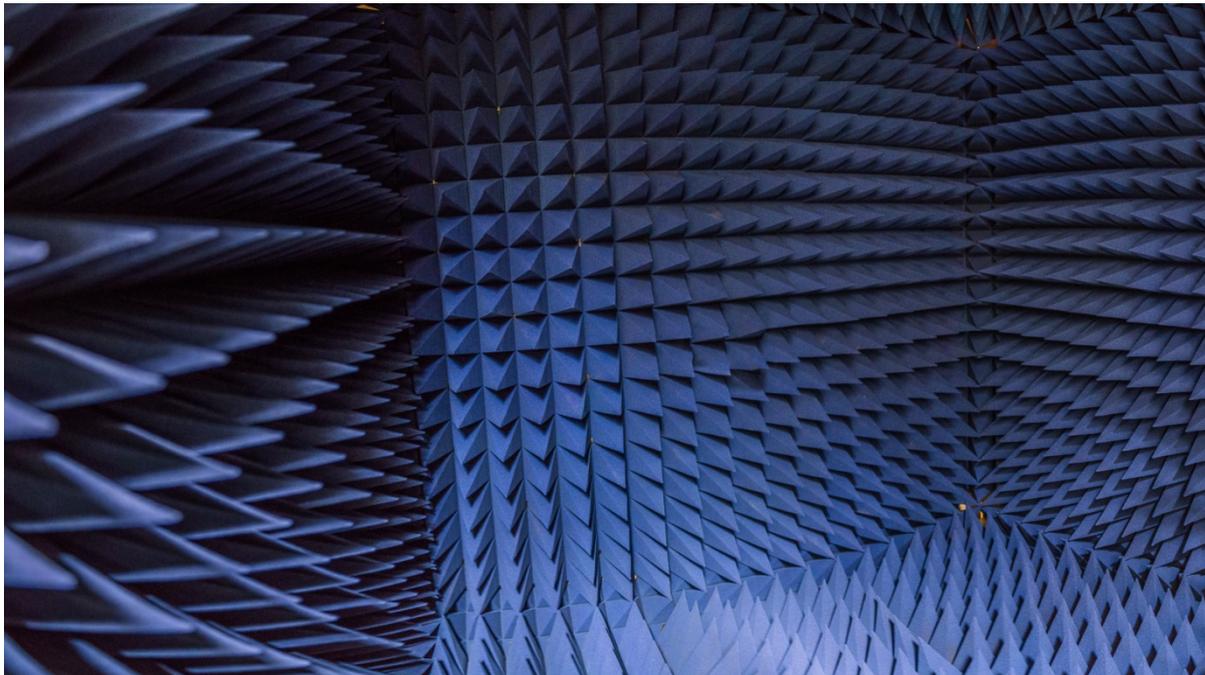


Figure 114: Chambre anéchoïque HES-SO

Les mesures sont mises en forme avec le logiciel audacity de la même manière qu'au chapitre 6.2 Mesures du son (p.32)

8.3 Dimensionnement et test des hypothèses

Les différentes solutions retenues au chapitre 7.5 Discrimination des hypothèses p.71 sont dimensionnées, implémentées et testées.

Les résultats sont analysés comme au chapitre 6.2 Mesures du son p.32 sur un échantillon sonore de 40ms. Les pistes audio sont dans les annexes sur CD n°14.

8.3.1 Fréquence propre

L'analyse du spectre du son produit par la vanne lors d'une commutation a mis en relation des fréquences émises avec des pièces en vibration (p.34).

Pour tester le bienfondé de ces relations et tester l'efficacité de la réduction du bruit (7.2.3 Rayonnement p.53), la rigidité de la vanne est renforcée par le banc de test. Dans ce cas de figure, les oscillations de la vanne due à la faiblesse de la fixation de l'agrafe (5.2kHz (Figure 59)) devraient être diminuées.

Tests

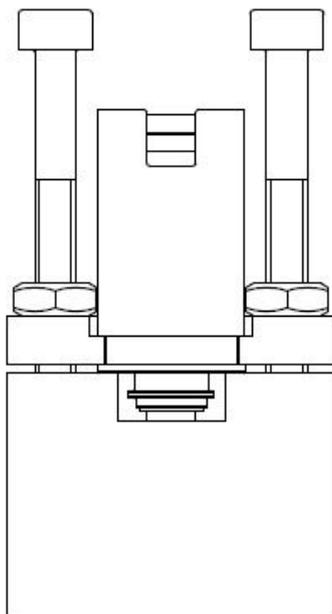


Figure 115: setup sans renforcement

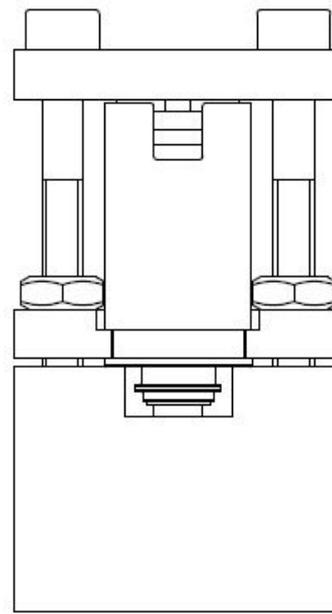


Figure 116: setup avec renforcement

Pour tester l'efficacité de cette solution, le banc de test a été utilisé avec dans un premier temps, la vanne d'origine sans fixation au niveau du noyau fixe (Figure 115) puis en serrant la vanne d'origine au niveau du noyau fixe avec le banc de test (Figure 116).

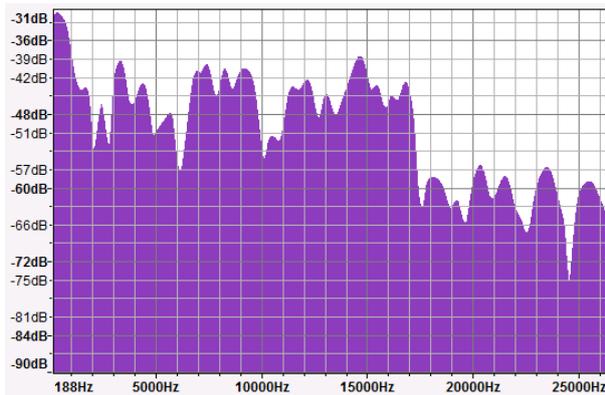


Figure 117: résultat sans renforcement

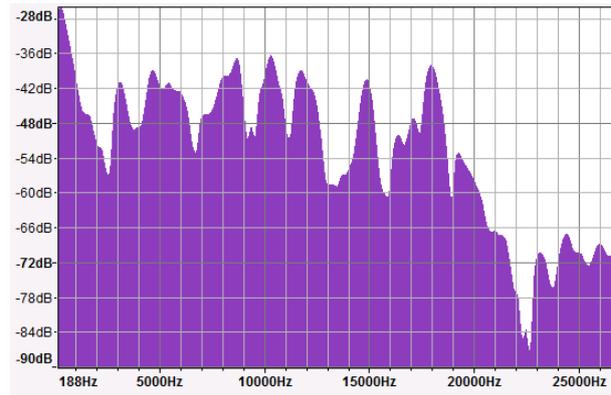


Figure 118: résultat avec renforcement

Les résultats ne sont pas comme attendu, toutes les fréquences sont amplifiées en rigidifiant la vanne. Ce phénomène peut être dû à l'effet caisse de résonance induit par l'ossature maintenant la vanne. Pour y remédier, il faudrait rigidifier la vanne de manière compacte directement au niveau de l'agrafe.

Le temps à disposition durant le travail de diplôme ne permettant pas d'élaborer une deuxième version pour cette solution, celle-ci n'est pas approfondie.

8.3.2 Pièces en technologie des poudres

La haute école de Sion (HES-SO) est le seul établissement universitaire à avoir l'infrastructure nécessaire pour le développement de pièces par la technologie des poudres (TdP) en 2017. Les compétences étant réunies, cette hypothèse peut être testée (7.3.1 Matériaux (poudre) p.56).

Pour discerner les effets du changement du procédé de fabrication, la porosité des pièces doit être élevée. Les poudres ne sont pas compactées dans une presse mais sont imprimées en 3D avec l'imprimante PROmetal. Cette méthode permet d'avoir une porosité de 50% à 2% selon le cycle de frittage.

La méthode de fabrication des pièces en poudre étant délicate, chaque pièce a été réalisée 4 fois pour éviter que des défauts compromettent les pièces. La seule poudre à disposition est de l'acier 420L qui est aussi un acier Inox magnétique comme l'acier 430FR utilisé dans la vanne. Cependant pour que les résultats soient comparables, les différentes pièces doivent être faites dans la même matière. Le plongeur ainsi que le noyau seront usinés dans de l'acier 420 plein pour pouvoir être comparés.

Les pièces se rétractent jusqu'à 10% lors du frittage. Le plongeur et le noyau ne peuvent donc pas directement être imprimés car ils ne respecteraient pas les tolérances d'usinage. Des cylindres sont imprimés qui sont ensuite usinés pour obtenir les bonnes cotes. Les mises en plan des cylindres imprimés sont en annexe (n°8).

L'impression des 8 cylindres dure 7h (Figure 119). A ce stade les pièces sont appelées corps verts et sont encore très friables car les poudres sont maintenues ensemble par un liant.

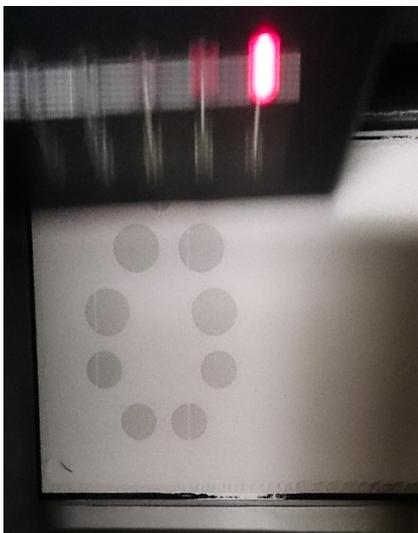


Figure 119: pièces en cours d'impression

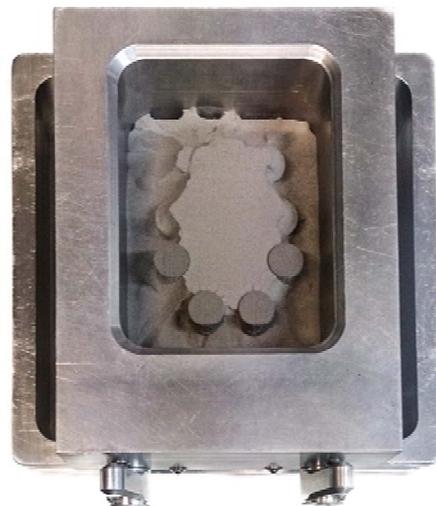


Figure 120: pièces imprimées

Les corps verts sont ensuite chauffés à 170° durant 1h30 pour évaporer tout le solvant utilisé lors de l'impression (Figure 121).

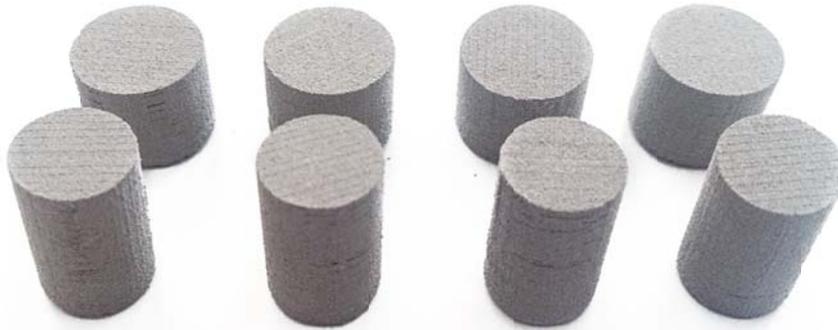


Figure 121: corps verts



Figure 122: four

Le frittage permet de souder les différentes billes de poudre entre elles (Figure 122). Plus le cycle de frittage est long plus la porosité sera faible. Pour assurer l'usinabilité des pièces après frittage, le cycle standard est utilisé. L'optimisation de la porosité et de la taille des grains n'est pas faite dans ce test.

$$porosité = 1 - \frac{m_{fritté}}{m_{plein}} \quad (8.1)$$

Pour déterminer la porosité de manière précise sans utiliser des outils complexes comme un microscope électronique, un cylindre de référence est usiné une fois dans la matière faite de poudres et une fois dans l'acier 420 massif. Le rapport entre les deux selon l'équation (8.1) permet de déterminer la porosité des pièces TdP. Les mesures sont faites avec une balance de précision Mettler PM480 Delta Range 01/9416161. Les cylindres font 13mm de haut pour 8mm de diamètre. Ces grandes dimensions permettent de minimiser les erreurs de mesures. La porosité n'est pas déterminée en calculant la densité de la matière par le principe d'Archimède car il y a trop de porosité ouverte où le liquide peut s'infiltrer et fausser les mesures.

Pièces	Masse poudre	Masse plein	Porosité
Cylindre de référence	2.868 [g]	4.957 [g]	42%

Les cylindres sont ensuite usinés selon les plans fournis par IMI précision. Le gain de masse est calculé par rapport aux pièces d'origine en acier 430FR (8.1).



Figure 123: pièces en poudre et pièces pleines en acier 420

Pièces	Masse poudre	Masse origine	Gain de masse
Plongeur	0.634 [g]	1.119 [g]	43%
Noyau	0.465 [g]	0.855 [g]	46%

Le plongeur TdP est 43% plus léger que l'original. Cette réduction de masse diminue l'inertie des parties en mouvement ce qui pourrait augmenter la vitesse de déplacement du plongeur. La force de gravité étant négligeable en relation aux autres forces s'appliquant sur le plongeur (5.5.4 Force due à la gravité p.18), l'augmentation de la vitesse due au gain de poids est aussi négligeable.

Cependant le gain de masse diminue l'énergie cinétique à dissiper lors du choc ce qui diminue le bruit émis lors de la commutation (5.7 Transfert d'énergies p.27).

Tests

Sur les pièces d'origine, le tube est roulé sur le noyau fixe maintenant l'ensemble des pièces. Pour ce test, les pièces sont maintenues dans le banc de test (Figure 124 -Figure 125).

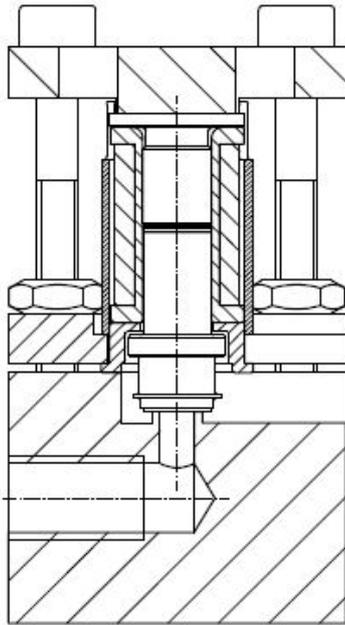


Figure 124: setup noyau plein 420

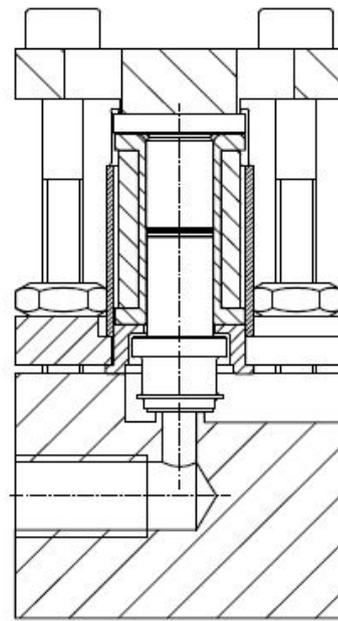


Figure 125: setup noyau TdP 420

La perméabilité des pièces frittées est fortement augmentée due à la porosité élevée. La force d'attraction n'est pas suffisante pour faire déplacer le plongeur TdP. C'est pourquoi seul le noyau fixe est fait en technologie des poudres, le plongeur est celui d'origine (AC430). Pour améliorer la perméabilité du noyau, ses dimensions dans la zone en contact avec le tube sont augmentées (Figure 126). (Schéma en annexe n°8). Ainsi avec une tension de 15V sur la bobine, la vanne commute.



Figure 126: modifications du noyau TdP

Avec une telle variation de la perméabilité entre les deux noyaux à tester, il n'est pas possible d'avoir les mêmes conditions de test. Le noyau plein en acier 420 ayant une perméabilité magnétique plus faible, le flux dans la vanne et donc la force sur le plongeur sera plus élevée qu'avec le plongeur TdP. La tension est adaptée avec le noyau plein de manière à ce que le temps de commutation soit le même que celui avec le noyau TdP (Figure 127).

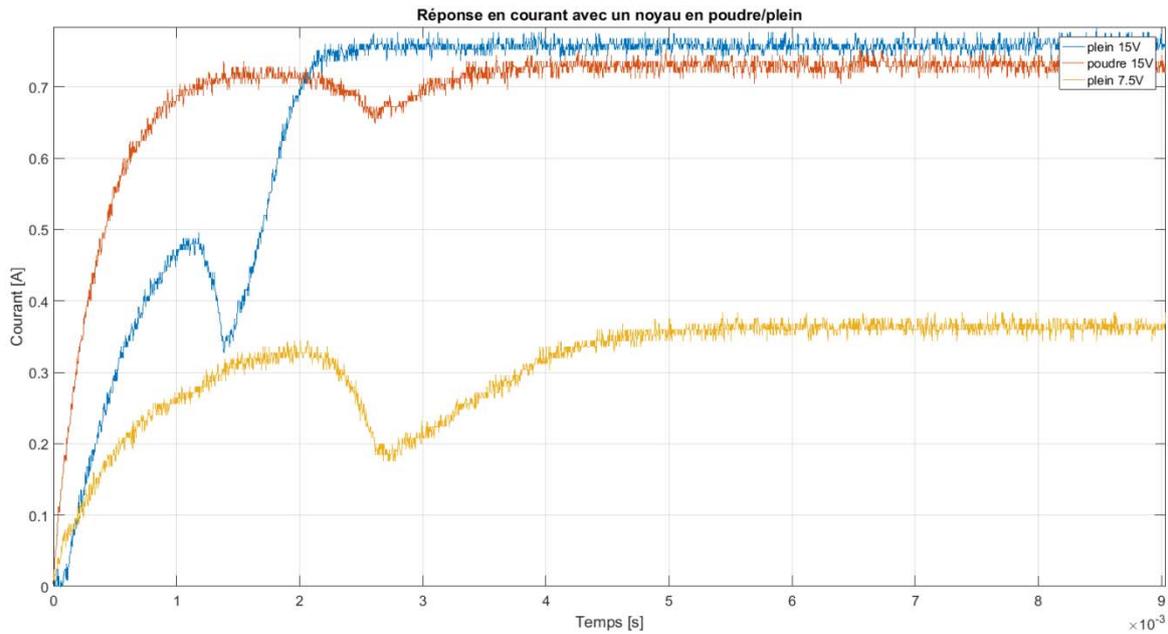


Figure 127: réponse en courant noyau poudre/plein

Pour que le temps de commutation avec le noyau TdP et le noyau plein soit identique, la tension aux bornes de la bobine de la vanne avec le noyau plein doit être de 7.5V (Figure 127).

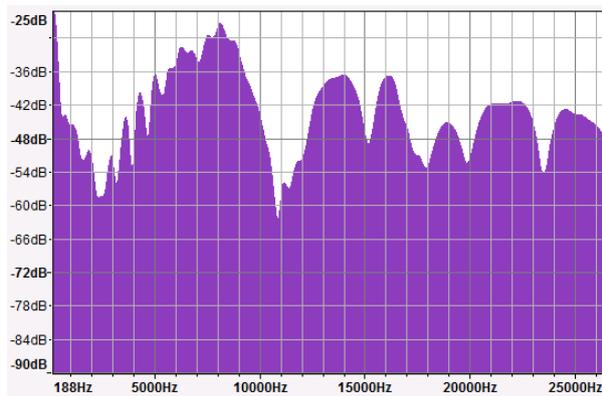


Figure 128: résultat noyau plein

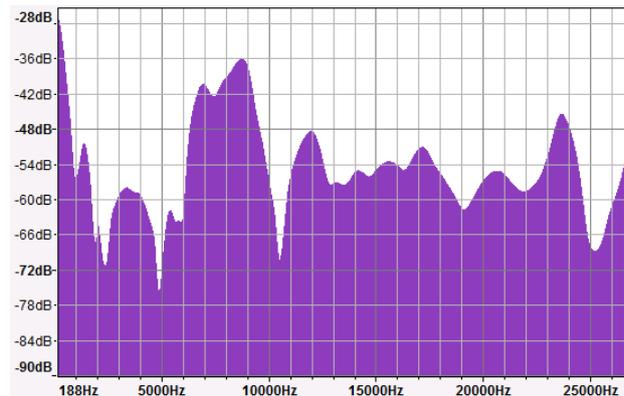


Figure 129: résultat noyau TdP

L'augmentation de l'impédance acoustique due à l'utilisation du noyau en technologie des poudres atténue particulièrement les hautes fréquences.

La diminution de la masse pourrait expliquer la légère diminution des basses fréquences mais la différence est légère et pourrait être due à des erreurs de mesures.

L'utilisation de pièces en technologie des poudres ne diminue pas la durée de vie de la vanne de manière significative car les contraintes sur le noyau sont bien inférieures aux contraintes supportables.

8.3.3 Noyau mobile

L'efficacité du principe de l'amortissement avec un noyau mobile décrit au chapitre 7.3.2 Noyau mobile (p.57) est testé.

La complexité mécanique pour ramener le noyau en position initiale n'est pas mise en œuvre. Le noyau est remis en position initiale manuellement après chaque commutation. Ajouter la complexité mécanique empêcherait peut-être le bon fonctionnement du processus voire ajouterait des vibrations supplémentaires. Dans la phase de vérification de l'hypothèse, tous risques de perturbation sont à écarter.

Tests

L'entreprise partenaire IMI precision a mis à disposition des parties démontées de la vanne. Le noyau mobile peut facilement être testé avec un tube roulé sur la rondelle mais non roulé au niveau du noyau (Figure 130).



Figure 130: tube roulé et tube non roulé

Cette hypothèse ne nécessitant par le banc de test, il est testé avec le socle d'origine

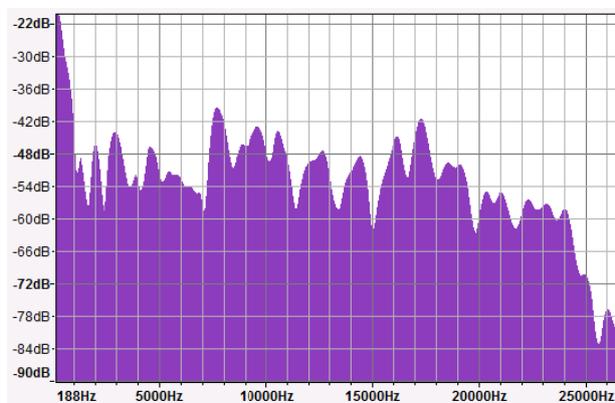


Figure 131: résultat noyau fixe

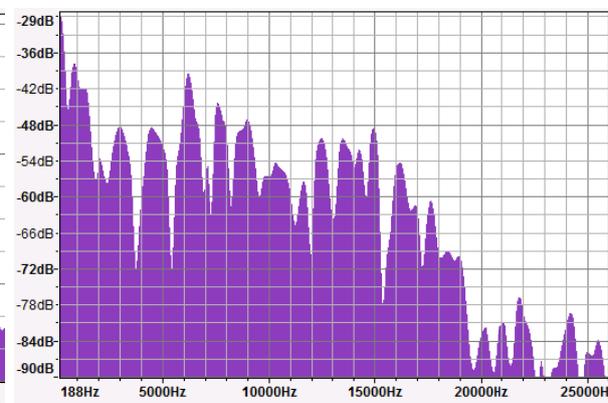


Figure 132: résultat noyau mobile

Les résultats mettent en évidence un amortissement des basses fréquences dû à l'amortissement du noyau mobile. Cependant les hautes fréquences sont peu amorties.

8.3.4 Effet piston

L'efficacité du principe de l'amortissement avec un noyau mobile décrit au chapitre 7.3.4 Effet piston ^{p.61} est testé.

L'efficacité de l'hypothèse réside dans la capacité d'emprisonnement d'air entre le plongeur et le noyau fixe qui agira comme un coussin. Pour empêcher l'air de s'échapper, le plongeur doit être ajusté avec le support de la bobine.

Actuellement les solénoïdes sont bobinés autour d'un support en polymère. L'ajustement est large entre le plongeur et le support de la bobine car lors du bobinage les tolérances des parois internes du support de la bobine ne peuvent être précises car le polymère se déforme [3]. Le support de la bobine doit être fait dans un matériau plus rigide. Pour que le circuit ferromagnétique ne soit pas perturbé, la matière doit être amagnétique pour ne pas augmenter les fuites. La matière ne devrait pas être conductrice pour éviter les courants de Foucault lors de la variation du courant dans la bobine ainsi que lors du déplacement du plongeur polarisé. Les seuls matériaux répondant à toutes les exigences sont les céramiques. Pour des raisons de coût et de temps, le support est usiné dans du bronze (*mise en plan en annexe n°7*). Le fil de cuivre à disposition fait 0.2mm de diamètre alors que le fil d'origine est de 0.125mm [2]. Pour obtenir les mêmes performances de la vanne, le potentiel magnétique doit rester identique pour les deux bobines (5.8).

$$R_{fil} = \rho_{cu} \cdot \frac{l_{fil}}{S_{fil}} = \rho_{cu} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{moy\ bobine} \cdot N_{spires}}{\pi \cdot r_{fil}^2} \quad (8.2) \quad [8, p. 142]$$

$$E = R_{fil} \cdot I^2 \cdot \Delta t = \frac{U^2}{R_{fil}} \cdot \Delta t \quad (8.3) \quad [8, p. 142]$$

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T = \quad (8.4) \quad [8, p. 147]$$

En gardant le même potentiel magnétique (5.8) et le même échauffement dans la bobine (8.4), pour un fil de diamètre 0.2mm, 250tours doivent être effectués. La bobine est fabriquée en interne à la HES-SO (Figure 133). Seul 244 tour ont pu être bobiné avec l'espace à disposition. Les 6 tours manquant ne sont pas problématique car les tests se feront avec la même bobine.



Figure 133: bobine en cours de fabrication



Figure 134: bobine avec support en bronze et bobine d'origine

Le plongeur est aussi modifié de manière à laisser moins de place à l'air une fois en butée.
La mise en plan des modifications se trouve en annexe (n°7).



Figure 135: Plongeur modifié et plongeur d'origine

Pour éviter des différences de force sur le plongeur due aux courant de Foucault et aux différences de bobinage, le support bobine en bronze est utilisé dans les deux cas, seul le plongeur change.

L'ensemble devant être maintenu, le banc d'essais sera utilisé pour plaquer le noyau fixe et la bobine.

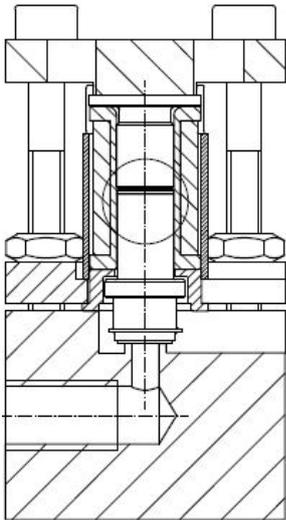


Figure 136: setup sans effet piston

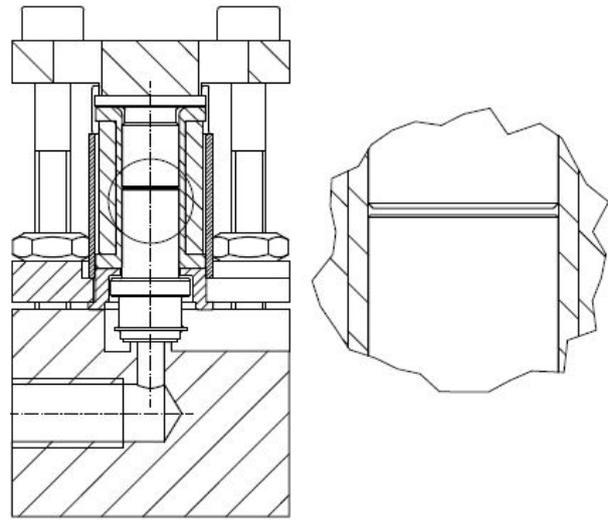


Figure 137: setup avec effet piston

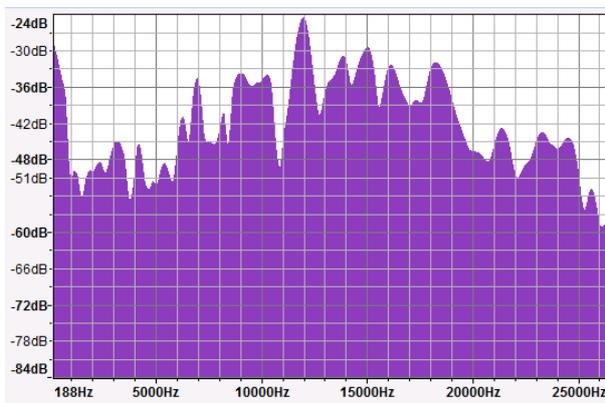


Figure 138: résultat sans effet piston

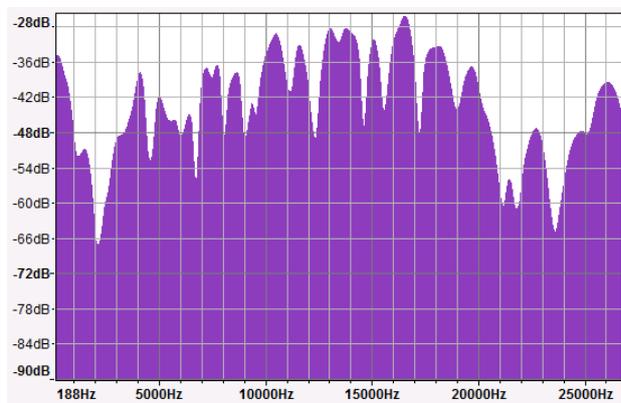


Figure 139: résultat avec effet piston

Les résultats mettent en avant une diminution des toutes les fréquences. Une mesure du courant a aussi été effectuée pour contrôler l'hypothèse émise lors de la simulation de l'effet piston (p.61). On remarque sur le graphique temporel (Figure 138) que le bruit est diminué lors de l'ouverture de la vanne mais aussi lors de la fermeture.

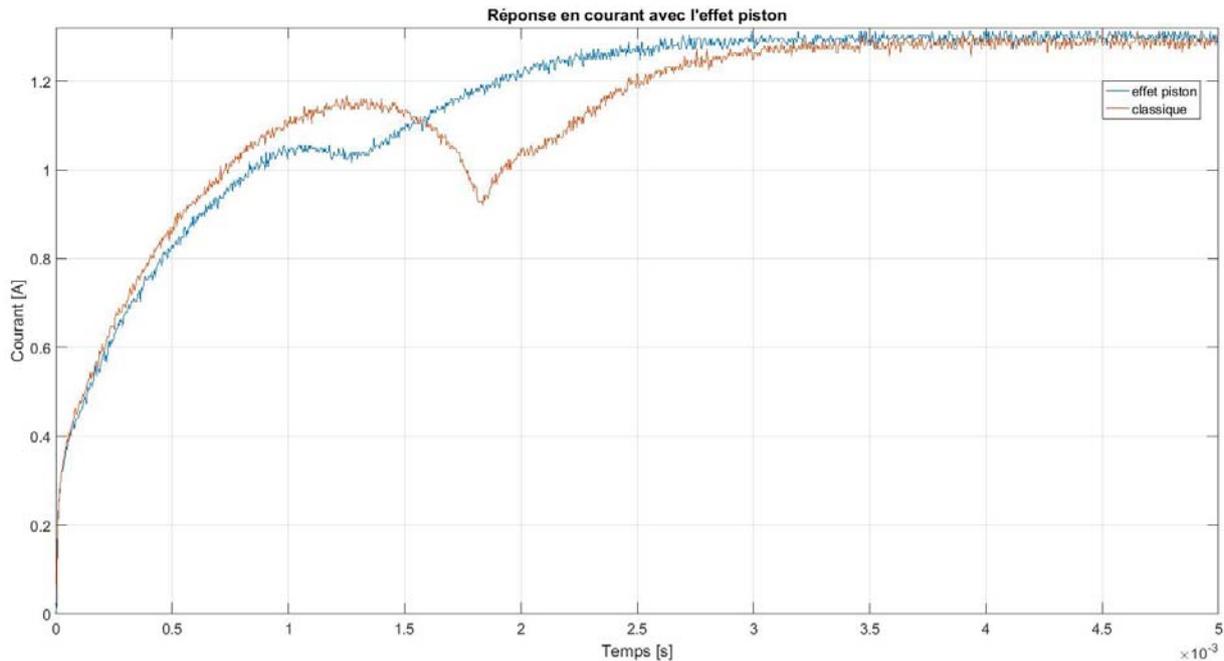


Figure 140: réponse en courant, effet piston

Comme mis en avant lors des simulations avec le modèle, la tension induite est diminuée. L'observation de la tension induite se fait de manière indirecte en visualisant le courant. Plus la tension induite est élevée, plus la chute du courant est marquée (5.6.2 Accélération, vitesse et position p.23). Une tension induite moins élevée traduit une vitesse plus lente juste avant l'impact et donc une énergie cinétique moins grande à dissiper (5.7 Transfert d'énergies p.27). Cela se traduit par une diminution du bruit émis lors des commutations (Figure 138) et probablement d'une augmentation de la durée de vie de la vanne.

Un autre phénomène intéressant peut être déduit de la mesure de courant (annexe n°15). Le plongeur modifié a une plus grande surface de contact, ce qui augmente la force d'attraction (5.17). Cette force plus élevée augmente l'accélération du plongeur et donc la vitesse lorsque la force de compression est encore négligeable (5.6 Cinématique du plongeur p.21). Cette vitesse plus grande peut être déduite de la pente du courant plus faible sur le début de la courbe de courant de l'effet piston (Figure 140) due à une tension induite plus élevée. Ce phénomène n'a pas été détecté par le modèle car l'épaule du plongeur n'a pas été considéré dû à la simplification de la géométrie (5.1 Hypothèses et simplifications p.6).

L'effet piston a donc un double avantage, il augmente la réactivité de la vanne en s'ouvrant plus rapidement au départ grâce à une plus grande surface de contact. Une grande décélération est subie avant l'impact à cause de l'augmentation de la pression entre le plongeur et le noyau diminuant ainsi l'énergie cinétique du plongeur.

Le plongeur permet de diminuer le bruit à l'ouverture ainsi qu'à la fermeture de la vanne. Lorsque le plongeur descend, une dépression se crée entre le plongeur et le noyau fixe. Cette dépression retient le plongeur ce qui diminue le choc lorsque le plongeur est ramené en position initiale (Figure 138).

8.3.5 Régulation

8.3.5.1 But

La régulation a pour but de diminuer la force d'attraction du plongeur lorsque celui-ci s'approche de la butée ainsi le choc est moins violent. La difficulté réside dans la détection de la mise en mouvement du plongeur ainsi que de sa position au cours du temps (7.3.5 Régulation du courant p.63).

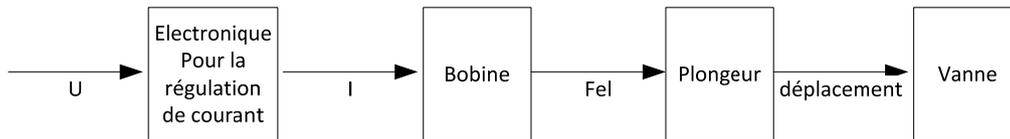


Figure 141: schéma bloc régulation de courant

Le choc est dû à un déplacement trop rapide de la vanne lors du contact avec le noyau fixe. Le déplacement dépend de la force d'attraction sur le plongeur (5.6 Cinématique du plongeur p.21). La force d'attraction du plongeur est induite par le courant traversant la bobine et ce courant est lié à la tension par la relation (5.29).

Il est possible d'influencer la position du plongeur en agissant sur la tension aux bornes de la bobine.

Plusieurs manières de réguler ont été mises en évidence dans le chapitre 7.3.5 Régulation du courant p.63). Mais seule la régulation sur la forme de courant sera testée car le temps à disposition pour le travail de diplôme ne permet pas d'essayer d'autres types de régulation.

Tant que le courant ne permet pas d'avoir une force d'attraction suffisante sur le plongeur pour le mettre en mouvement (5.5.8 Somme des forces p.20), le courant se comporte comme un saut de courant aux bornes d'une bobine (PT1). Lorsque la force d'attraction est plus élevée que la force de rappel du ressort et celle de pression, le plongeur subit une forte accélération. La vitesse du plongeur induit une tension induite qui s'oppose à l'augmentation du courant. Ce phénomène est visible sur la Figure 142, lorsque le plongeur est bloqué en position basse, la réponse en courant est un PT1.

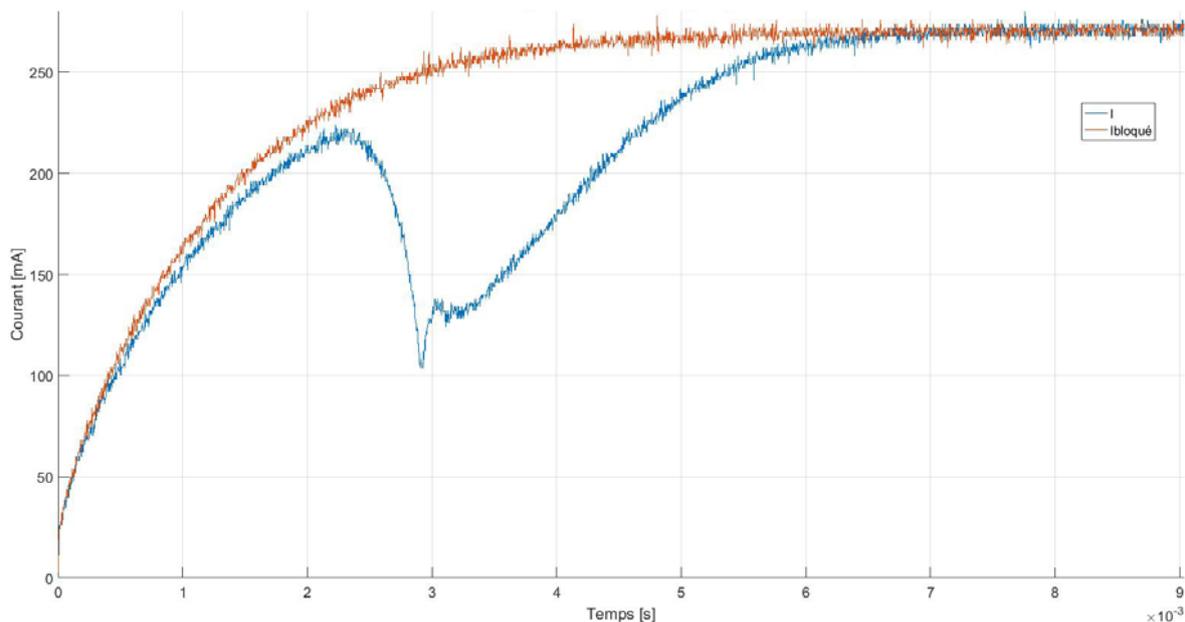


Figure 142: réponse en courant avec le plongeur bloqué ou libre

La régulation de courant basé sur la forme du courant consiste à détecter ce point de divergence. Lorsque le plongeur se met en mouvement, le courant est régulé selon une rampe permettant de diminuer la vitesse du plongeur avant l'impact.

Lorsque le plongeur est en fin de course, le courant dans la vanne est maintenu constant avec une tension diminuée comme c'est actuellement le cas sur les vannes avec électronique embarquée [3].

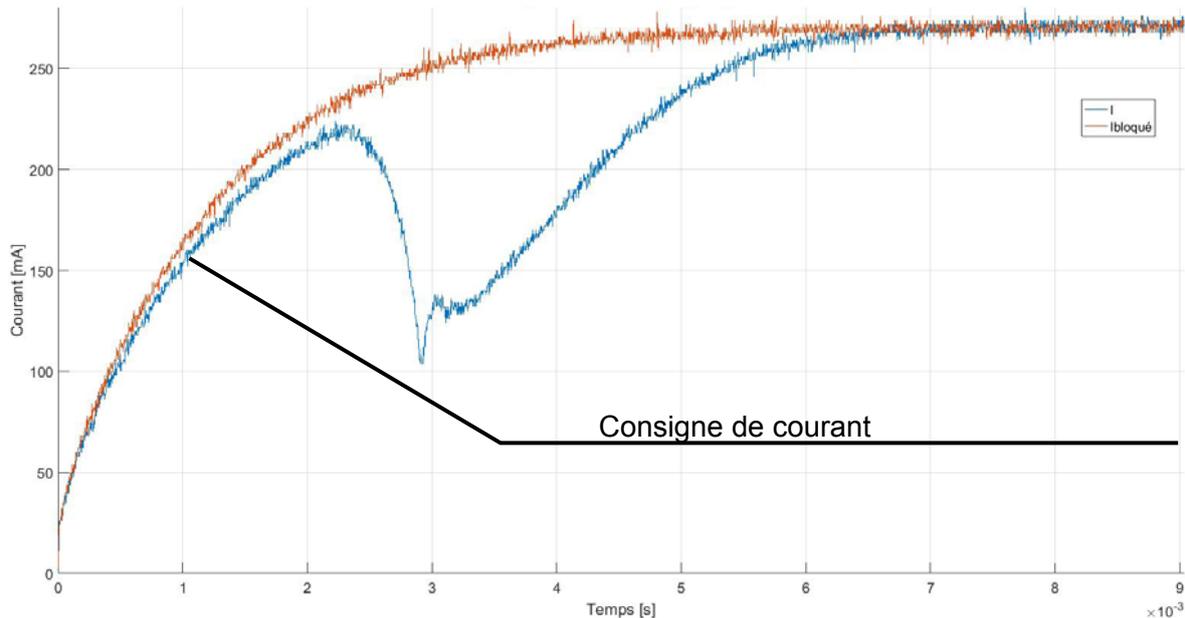


Figure 143: consigne pour la régulation de courant

8.3.5.2 Choix du μC

Le choix du micro-contrôleur pour effectuer cette régulation s'est porté sur la gamme PIC de microchip car c'est une gamme de μC qui est souvent utilisée dans les projets à la HES-SO.

Pour réaliser la régulation, le μC doit avoir une entrée analogique pour une mesure de courant (mesure indirecte en mesurant la chute de tension aux bornes d'une résistance), une entrée TOR pour déterminer le moment où la vanne doit être enclenchée ainsi qu'une sortie TOR ou PWM pour driver le mosfet de puissance.

La régulation par hystérésis et les calculs n'étant pas trop complexes, les performances du μC ne doivent pas être exceptionnellement élevées.

La taille du PCB dans la vanne étant très limitée, le μC doit être très compact.

Le μC répondant aux mieux à ces exigences et le PIC16F15313, pour une consommation plus faible le PIC16F15313 peut être utilisé (*datasheet en annexe n°17*). Ce pic est compact, il ne possède que 8 pins et ses dimensions sont de 3x3x1mm dans son format UFDN.

8.3.5.3 PCB

Pour que le μC soit indépendant de la source d'alimentation, un LDO permet d'alimenter le PIC. Deux MOSFET permettent d'interfacer le signal d'entrée on/off de la vanne et la sortie du μC . Des condensateurs sont nécessaires pour stabiliser la tension d'alimentation, du LDO et du PIC. Des résistances sont nécessaires pour driver correctement les MOSFET et pour la mesure de courant (Figure 144). Les datasheets complets des composants choisis sont en annexes sur le CD (n°16).

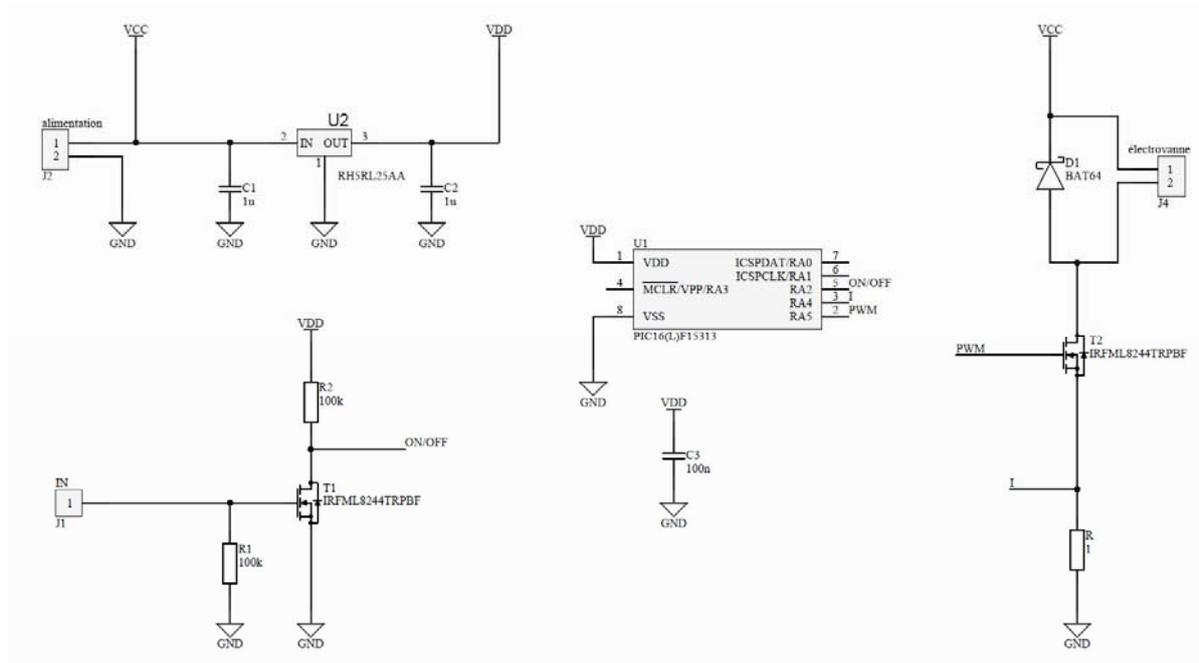


Figure 144: schéma électrique pour la régulation de courant

Les dimensions des différents composants ont été modélisées et placées sur le PCB pour vérifier que la place à disposition est suffisante. (Figure 145)

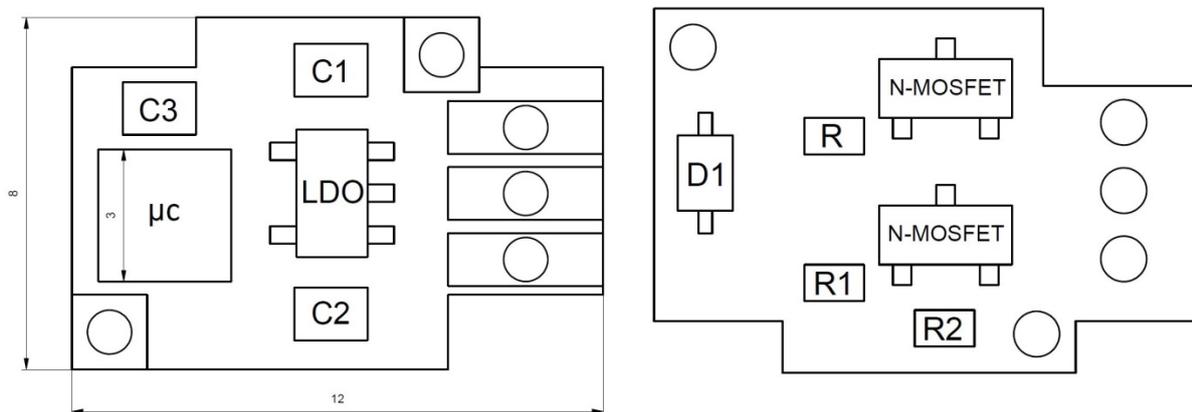


Figure 145: Modélisation du PCB

Pour le prototype une carte plus grande est routée avec les mêmes composants mais dans des boîtiers plus grands pour faciliter l'implémentation. De nombreuses pins de mesures, jumper et connecteurs sont ajoutés pour faciliter les mesures et la programmation (Figure 146).

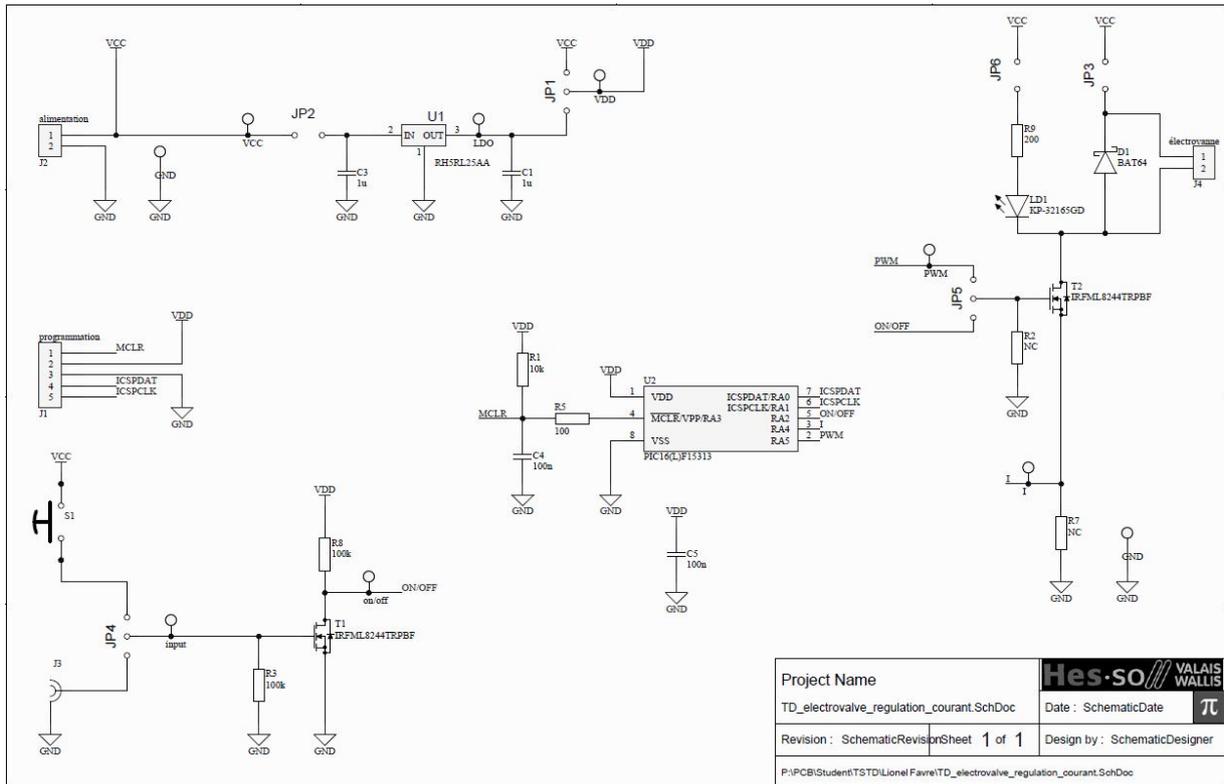


Figure 146: schéma électrique du prototype pour la régulation de courant

La carte de prototypage est routée et développée en interne de la HES-SO (Figure 147). Les plans pour le routage se trouve en annexe n°9.

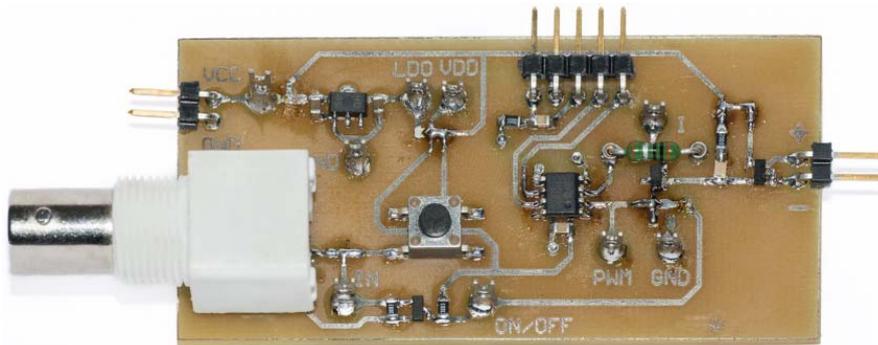


Figure 147: PCB du prototype

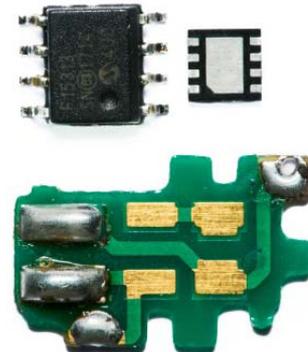


Figure 148: PIC16 boîtier SOIC8 et UDFN

8.3.5.4 Code bang bang

Le code complet commenté est en annexe n°10.

Dans un premier temps le mode économie d'énergie n'est pas implémenté (sleep, interrupt). Les trois pins du PIC sont configurés de manière à remplir les exigences mentionnées au chapitre 8.3.5.2 Choix du μC p.87

Le μC est configuré de manière à mesurer le courant le plus rapidement possible (*oscillateur interne* = 32MHz, *A/D clock* = *Fock/8*). Une mesure de courant dure $0.5 \mu s$ [16, p. 217]. Ce temps est suffisant pour mesurer le courant et le réguler. Cependant il n'est pas possible de moyennner la mesure de courant. Effectuer deux mesures et diviser le résultat ralentit considérablement la boucle de régulation, la consigne de courant ne peut plus être régulée.

La difficulté de la régulation réside dans la simplification des calculs pour optimiser le temps de calcul. Par expérimentation, les divisions sont à éviter.

La première régulation testée est de type bang bang. Le déclenchement de la régulation se fait lorsque le courant change de pente. Cette détection se fait avec deux mesures de courant espacées par un intervalle de temps donné ($40 \mu s$) : si la première mesure est plus élevée que la seconde alors la pente du courant est négative. Puis le courant est régulé selon une consigne qui est une pente paramétrable qui bute sur une valeur de courant minimale paramétrable. (Code de la régulation bang bang en annexe n°10)

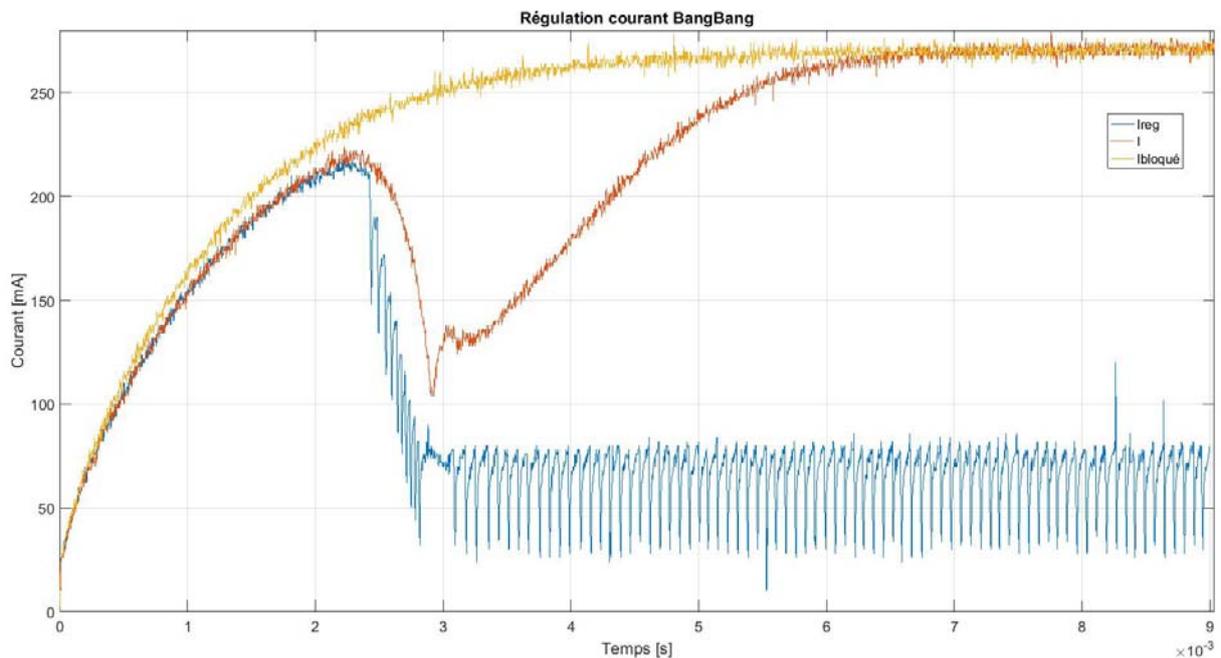


Figure 149: régulation du courant bang bang

Cette régulation met en évidence plusieurs problématiques. La détection du changement de la pente de courant fonctionne bien mais il est presque trop tard pour commencer à réguler, le choc se produit au même moment que s'il n'y avait pas de régulation.

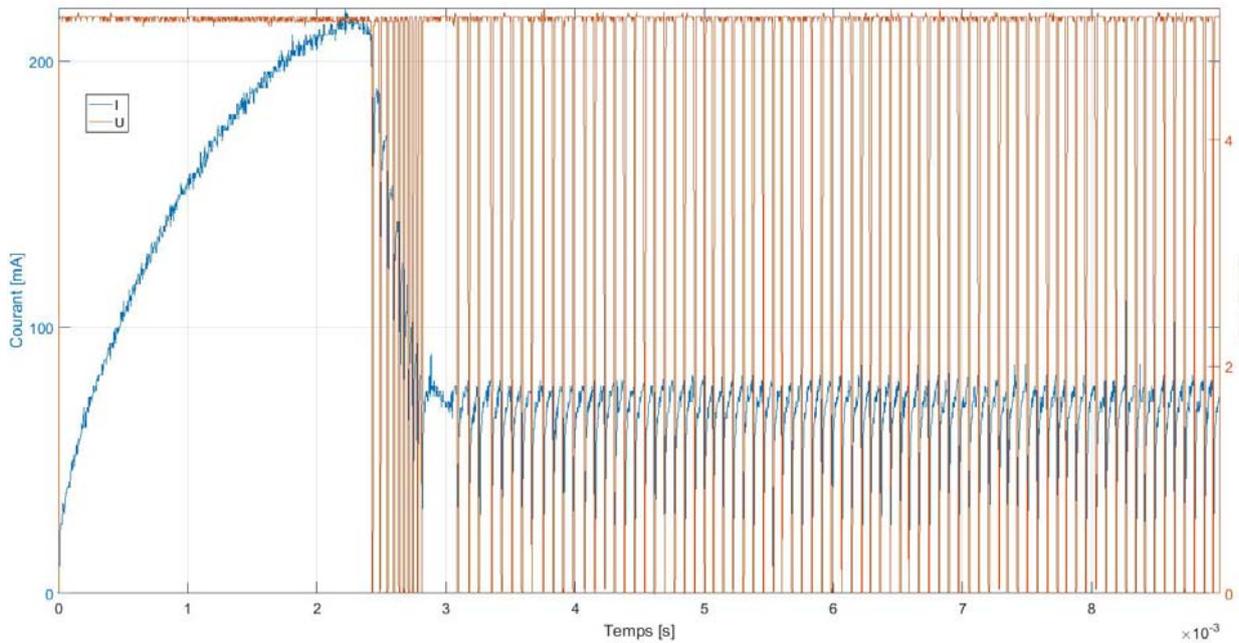


Figure 150: régulation du courant bang bang : tension bobine

La régulation bang bang de par la précision de la mesure de courant et de la constante de temps de la bobine est trop lente. Dans ce cas de figure le MOSFET commandant la vanne commute à environ 10kHz (varie légèrement selon la tension d'alimentation) (Figure 150). La fréquence de commutation peut être légèrement élevée (15kHz) en mesurant le courant via une résistance de 20Ohm au lieu de 10Ohm car la précision de la mesure est augmentée. Les fréquences de commutation en dessous de 20kHz sont audibles [11].

Pour élever la fréquence de commutation du mosfet, une PWM est implémentée pour commander le mosfet. Le temps à disposition durant le projet ne permet pas de configurer la sortie PWM et réaliser le code de régulation supprimant le bruit dû à la fréquence de commutation.

8.3.6 Alignement

Le principal défaut de cette hypothèse est que la force sur le plongeur est bien moindre que la force obtenue avec un design classique (7.4.2 Alignement p.69). Pour augmenter la force d'attraction sur le plongeur, il est possible d'ajouter des dents. Le but de ces dents est similaire à un moteur pas à pas où le couple reluctant est augmenté (Figure 151).

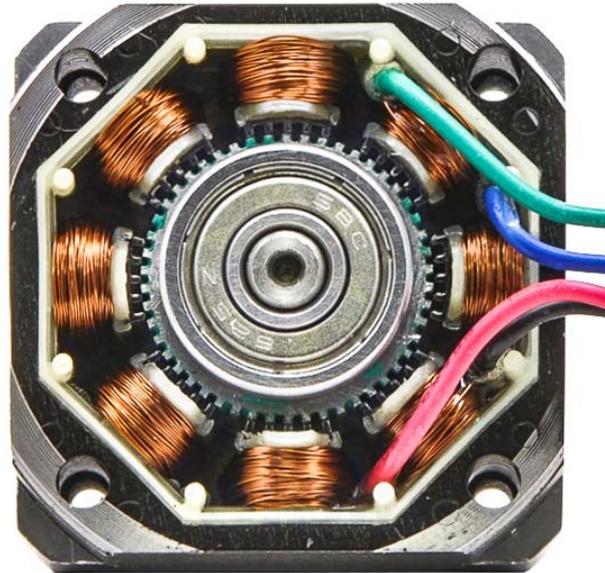


Figure 151: Dents sur un moteur pas à pas [17]

Les dimensions de la vanne ne pouvant être modifiées (3 Spécifications p.3), un nombre optimal de dents existe. Dans un premier temps, des simulations sont effectuées sur Ansys maxwell par élément fini pour déterminer le nombre optimal de dents et pour déterminer les caractéristiques importantes des dents pour maximiser la force du plongeur.

Pour chaque cas de figure, les paramètres : hauteur des dents, largeur des dents et largeur d'encoches ont été modifiés de manière à obtenir la plus grande force d'attraction possible sur le plongeur. Les autres paramètres restent inchangés entre les différents cas de figure testés.

De la Figure 152 à la Figure 159 l'échelle de l'induction magnétique va de 0 à 1.5 Tesla et celle des lignes de flux va de 0 à 3.5 10^{-6} Wb.

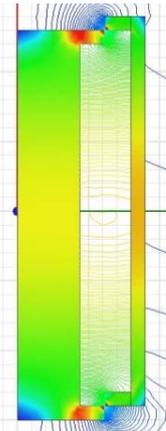


Figure 152: 1 dent

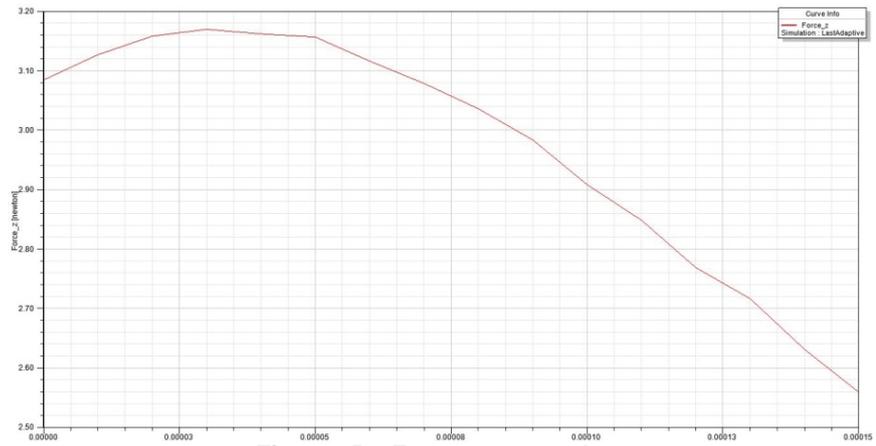


Figure 153: Force avec une dent

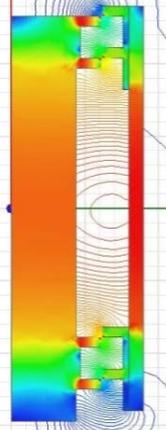


Figure 154: 2 dents

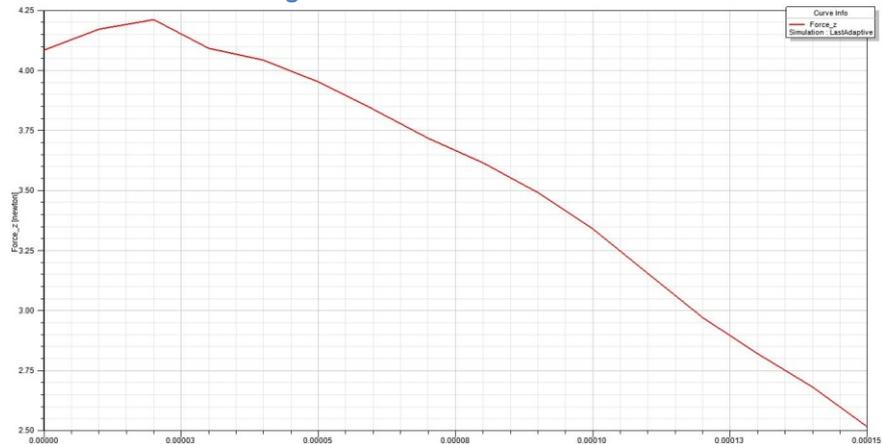


Figure 155: force avec deux dents

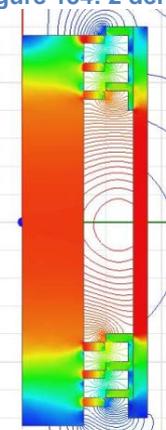


Figure 156: 3 dents

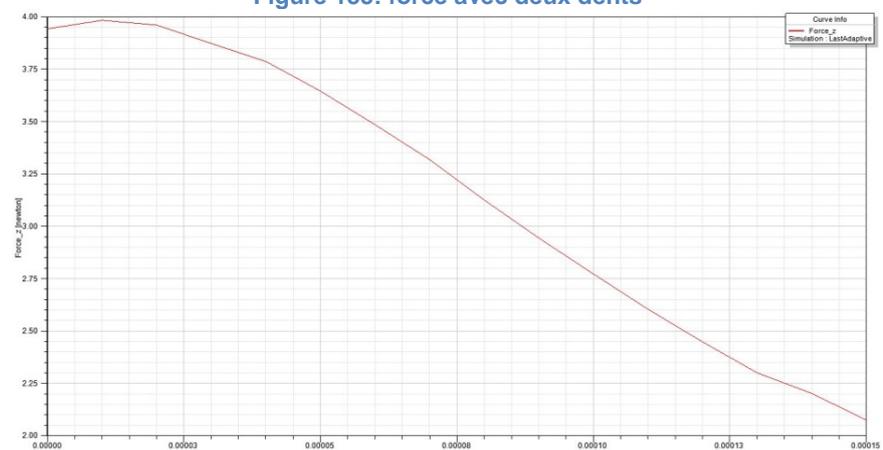


Figure 157: force avec trois dents

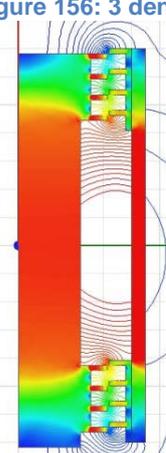


Figure 158: 4 dents

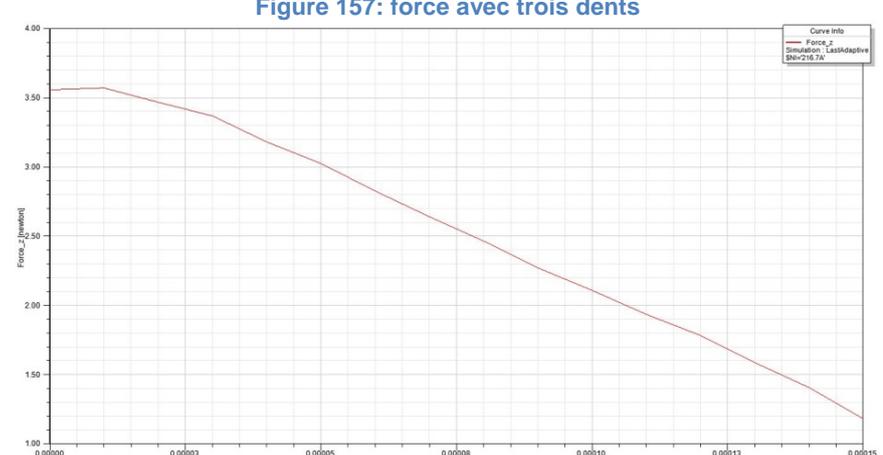


Figure 159: force avec quatre dents

Avec la place à disposition pour les dents, le nombre optimal de dents est de 2 la force y est maximale et la chute de la force en fonction du déplacement du plongeur est contenue.

De par les simulations réalisées de la Figure 152 à la Figure 159, les paramètres des dents influant sur la force d'attraction ont été relevés

- Le nombre de dents. Plus il y a de dents, plus la résistance magnétique totale est faible et plus il y aura d'induction magnétique. Cependant le plongeur est rapidement saturé.
- L'espacement entre les dents (largeur des encoches) doit être grand pour éviter que le flux ne se disperse
- La profondeur des dents doit être grande pour éviter que le flux se disperse. Cependant si les gorges sont trop grandes la résistance magnétique de la dent sera trop importante.
- La largeur des dents doit être la plus faible possible pour éviter que le flux se disperse. Cependant il faut veiller à ce que l'induction ne sature pas dans la dent.
- Plus la dent est large moins la chute de force d'attraction sera importante avec le déplacement du plongeur.

Le prédimensionnement de cette hypothèse met en évidence les défauts relevés lors de la recherche de solutions (7.4.2 Alignement p.69). La force obtenue avec cette méthode est de l'ordre de 4.2[N]. Cette force peut être augmentée en améliorant la forme et les dimensions des dents, mais l'augmentation de la force ne sera pas significative. Selon les spécifications (p.3) les performances de la vanne doivent rester inchangées. La force maximale simulée pouvant être atteinte avec cette hypothèse Figure 155 est 3 fois plus faible que la force sur le plongeur d'origine (5.5.2 Force p.16). La plage de pression pouvant être ouverte par la vanne sera diminuée et le temps d'ouverture de la vanne sera plus faible.

L'usinage des dents sur le tube est complexe et ajoute un coût d'usinage non négligeable aux vannes.

Pour ces raisons, le dimensionnement de l'hypothèse « alignement » n'a pas été poursuivi. Cependant c'est une solution pouvant être approfondie pour une vanne moins exigeante ne devant faire aucun bruit lors des commutations.

8.4 Analyse

8.4.1 Efficacité diminution du bruit

Sur les 4 solutions ayant pu être testées, 3 d'entre elles diminuent le son émis par la vanne de manière significative. La solution du noyau en technologie des poudres diminuent les hautes fréquences alors que le noyau mobile diminue les basses fréquences. La solution effet piston diminue toutes les fréquences et permet aussi de diminuer le bruit lors de la fermeture de la vanne

Un mélange de plusieurs solutions permettrait de diminuer plus efficacement l'ensemble du spectre sonore émis par la vanne.

La durée de vie de la vanne devrait aussi être augmentée car l'énergie à dissiper lors de l'impact est réduite (5.7 Transfert d'énergies p.27). Avec la solution du noyau mobile, une plus grande partie de l'énergie cinétique est transmise en énergie potentielle au noyau. Avec la solution avec l'effet piston, la vitesse lors de l'impact est réduite. Cependant pour la solution basée sur la technologie des poudres, seul le noyau a été modifié, l'énergie cinétique n'est pas diminuée car elle dépend de la masse du plongeur qui est celui d'origine. Pour augmenter la durée de vie il faudrait utiliser le plongeur TdP.

Cependant l'amélioration de la durée de vie de la vanne ne peut pas être testée durant le temps imparti du travail de diplôme car en faisant commuter les vannes très rapidement (100Hz), il faudrait au minimum 3 semaines pour atteindre les 200 millions de cycles. Pour avoir des résultats statistiquement utilisables il faudrait aussi faire le test sur un grand nombre d'échantillons.

8.4.2 Respect des spécifications

Pour les différentes solutions, une analyse sur les composants et les surcoûts de production est estimée pour déterminer si les spécifications sont respectées (3 Spécifications p.3). Un tableau récapitulatif ci-dessous reprend de manière simplifiée l'analyse pour les solutions retenues.

Critère	Fréquences	Noyau mobile	Poudre	Effet piston	régulation	Alignement
Caractéristiques	✓	✓	~	~	✓	~
Dimensions	~	~	✓	✓	✓	✓
Consommation	✓	✓	✓	✓	✓	X
Surcoût	✓	~	X	✓	✓	✓
Bruit	X	✓	✓	✓	?	✓✓
Durée de vie	X	✓	~	✓	?	✓

9 Conclusion

Ce projet s'est focalisé sur un premier dégrossissage des idées permettant de diminuer le bruit et potentiellement augmenter la durée de vie d'une vanne pneumatique miniature pour donner des pistes d'approfondissement pour l'entreprise collaboratrice IMI Precision Engineering.

Les domaines physiques intervenant lors d'une commutation sont complexes et ne peuvent pas être simulés parfaitement. Des hypothèses sont émises et les limites de l'algorithme défini. Le modèle se base sur des équations physiques, des calculs par éléments finis, des mesures ainsi que des vidéos en slow motion.

Le modèle permet de comprendre en profondeur le fonctionnement de la vanne ainsi que de déterminer les variables influençant le bruit.

Plus de 18 idées pouvant réduire voir supprimer le bruit ont été analysées sur des critères de faisabilité, répétabilité et de conformité aux spécifications exigées par l'entreprise collaboratrice. Diverses idées intéressantes sont mises en avant telles que, la saturation locale du circuit ferromagnétique, la compression du gaz, la régulation du courant, l'utilisation de la technologie des poudres ou même repenser totalement le fonctionnement de la vanne.

Les solutions les plus pertinentes ont été implémentées et testées sur un banc d'essais élaboré à cet effet.

Des résultats concluants ont été mesurés sur trois des quatre solutions implémentées. L'utilisation d'un noyau mobile permet de diminuer les basses fréquences sonores émises lors des commutations alors que l'utilisation des technologies des poudres ainsi que l'optimisation de la compression du gaz permet de diminuer les hautes fréquences. De plus la compression d'air permet aussi de diminuer le bruit lorsque la vanne devient bloquante.

D'autres solutions prometteuses n'ont pas pu être menées à terme, tels que la régulation du courant ou le mécanisme d'ouverture sans contact. Ces solutions peuvent faire l'objet d'un futur développement. Tous les modèles, codes et documents concernant les idées traitées sont en annexe. Une reprise du projet est ainsi facilitée.

La partie traitant de l'implémentation des modifications des électrovannes dans les chaînes de production en vue d'une production de masse n'a pas été abordée en profondeur dans ce projet. Cette phase importante doit faire l'objet d'une étude plus approfondie en étroite collaboration avec l'entreprise mandataire.

Pour des raisons d'infrastructure et de temps à disposition, l'augmentation de la durée de vie des vannes avec les modifications implémentées n'a pas pu être chiffrée. Cette phase statistique doit aussi faire l'objet d'une étude future.

Sion, le 17.08.2017

Lionel Favre

10 Glossaire

Symbole	Unité	Description
P	[W]	Puissance
E	[J]	Energie
E_c	[J]	Energie cinétique
Q	[J]	Quantité de chaleur
U	[V]	Tension
I	[A]	Courant
R	[Ω]	Résistance
R_m	$\left[\frac{A}{Vs}\right]$	Reluctance (résistance magnétique)
J	$\left[\frac{A}{m}\right]$	Densité de courant
ν	$\left[\frac{Vs}{A}\right]$	Admittance
N	[-]	Nombre de spire d'une bobine
μ_r	[-]	Perméabilité spécifique du matériau
μ_0	$\left[\frac{Vs}{Am}\right]$	Perméabilité du vide ($4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \left[\frac{Vs}{Am}\right]$) [8, p. 157]
ϑ	[A]	Potentiel magnétique
Φ	[Vs]	Flux d'induction magnétique
Ψ	[Vs]	Flux totalisé
B	[T]	Induction magnétique
H	$\left[\frac{A}{m}\right]$	Champ magnétique
ρ	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Densité
ρ_{cu}	[$\Omega \cdot m$]	Résistivité du cuivre ($1.68 \cdot 10^{-8} [\Omega \cdot m]$) [8, p. 163]
α	$\left[\frac{1}{K}\right]$	Coefficient de température (cuivre: $0.004 \left[\frac{1}{K}\right]$) [8, p. 163]
c	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	Chaleur massique (cuivre : $0.0060375 \left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$)
T	[K]	Température
F	[N]	Force
ΣF	[N]	Somme des forces sur un objet
G	$\left[\frac{N \cdot m^2}{kg^2}\right]$	Constante de la gravitation universelle ($6.67259 \left[\frac{N \cdot m^2}{kg^2}\right]$) [8, p. 157]
g	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Constante de gravitation au niveau de la mer
m	[kg]	masse
a	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Accélération
v	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Vitesse
V_0	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Vitesse initiale
t	[s]	Temps
t_0	[s]	Temps initiale
τ	[s]	Constante de temps
x	[m]	Distance
k	$\left[\frac{N}{m}\right]$	Coefficient de rigidité d'un ressort
L	[H]	Inductance
l	[m]	longueur
r	[m]	rayon
h	[m]	hauteur
S	[m ²]	Surface
V	[m ³]	Volume
p	[Pa]	Pression
r_g	$\left[\frac{J}{mol \cdot K}\right]$	Constante gaz parfaits ($8.31 \left[\frac{J}{mol \cdot K}\right]$) [9, p. 29]
n	[mol]	Nombre de moles

11 Bibliographie

N°	Document	Auteur	Date
[1]	imi-precision.com	IMI precision engineering	2017
[2]	products_picosol.fas.ch	FAS SA	2017
[3]	PV séance de lancement	Lionel Favre	2017
[4]	Traité d'électricité, Electromécanique Vol IX	Macel Jufer	1995
[5]	CES EduPack	GRANTA	2016
[6]	Ressorts et éléments élastiques	Flückiger Glenn	2015
[7]	Cours de statique semestre 2	Laurent Rapillard	2015
[8]	Formulaires et tables	CRM	2010
[9]	Aide-mémoire de physique	HES-SO Valais	2013
[10]	Fiche technique Phantom V411	Research Vision	2017
[11]	cochlea.org/entendre/champ-auditif-humain	Association NeurOreille	2017
[12]	register.epo.org	Office européen des brevets	2017
[13]	polyurethanes.basf.de	BASF	2017
[14]	dupont.com/products-and-services/	DuPont	2017
[15]	Mechatronik 1. Stromkreis und Magnetischer Kreis	Samuel Chevailer	2014
[16]	Datasheet PIC16F15313	microship	2017
[17]	pololu.com (image)	Pololu Robotics & Electronics	2017

12 Remerciements

Raphael Alvarez Davide Azzoni	Transmission des documents concernant le projet Personnes de contact pour l'entreprise mandataire
Samuel Chevailer	Expertise sur l'électromagnétisme Prise en main du logiciel Ansys Maxwell Critique du rapport
Amandus Steiner Christophe Truffer	Commande de matériel
Baptiste Crettaz Noémie Delaloye Nicolas Bianco	Expertise et prêt de matériel pour la prise de son
Efraín Carreño-Morelli Mikel Rodríguez-Arbaizar	Expertise sur la technologie des poudres Impression et frittage des pièces en poudre
Steve Gallay	Routage et développement du PCB Bobinage
Sartoretti Pascal	Expertise dans les μC
Vlad Constantin Hasmatuchi	Expertise pour la prise d'images en slowmotion Aide pour le traitement de données sur le logiciel Matlab
Nicolas Bosi	Mise en place du matériel pour les prises de vues
Hervé Girard	Expertise sur les revêtements
Laurent Rapillard	Expertises en mécanique et aide sur le logiciel Inventor
Philippe Barrade	Aide sur le logiciel Matlab
Davide Martinet	Prise en main du logiciel COMSOL
David Berthouzoz Eric Mabillard	Usinage des pièces mécanique
Renez-Pierre Crettaz	Relecture du rapport

13 Annexes sur CD

1. Rapport
2. Résumer Fr/De
3. Planification détaillée
4. Annexes papier
5. Enregistrement de la vanne d'origine
6. Mesures de courant de la vanne d'origine + visualisation Matlab
7. Prise de vue en slowmotion de la vanne d'origine + traitement Matlab
8. Modèle mécanique de la vanne Inventor
9. Modèle statique de la vanne Matlab
10. Modèle de la vanne Ansys Maxwell
11. Modèle de la vanne COMSOL
12. Modèle dynamique de la vanne Matlab
13. Simulations et recherches relatives aux solutions approfondies
14. Enregistrement des modifications + visualisation Matlab
15. Mesure de courant des modifications + visualisation Matlab
16. Datasheet des composants électronique utilisés
17. Bibliographie disponible sous format informatique
18. Photos

14 Annexes

1. PV séance de lancement
2. Datasheet de la vanne
3. Caractéristiques de la vanne
4. Courbe B/H AC35 et 430FR
5. Fiches technique CES acier 430 et 420
6. Mise en plan du banc d'essais
7. Mise en plan des modifications effet piston
8. Mise en plan des modifications TdP + PROmetal
9. Schéma et Routage du PCB prototype pour la régulation du courant
10. Code C régulation du courant
11. Script Matlab modèle statique
12. Script Matlab de calculs de la cinématique
13. Visualisation prise de vues haute vitesse
14. Visualisation Matlab des mesures de courant fonction de la pression et de la tension
15. Visualisation Matlab des courants des modifications
16. Réponse micro MKH40
17. Extrait des datasheet des composants électronique utilisés