

Mémoire de fin d'études

L'offset dynamique du haut-parleur

Arthur Frick

École nationale supérieure Louis-Lumière
Promotion 2016
Section Son

Directeur de mémoire interne : Mohammed Elliq
Directeur de mémoire externe : Yoann Flavignard
Rapporteur : Laurent Millot



Je souhaite remercier :

Mohammed Elliq
Yohann Flavignard
Laurent Millot
Étienne Hendrickx
PHL Audio

*pour leur implication,
et le temps qu'ils ont consacré à encadrer ce mémoire.*

Résumé

Les mécanismes de fonctionnement du haut-parleur électrodynamique n'ont à ce jour pas tous été compris, notamment les comportements issus de ses non-linéarités et de leurs interactions, que les concepteurs d'enceintes et de haut-parleurs prennent de plus en plus en compte dans leurs développements. L'offset dynamique du haut-parleur fait partie de ces artefacts de non-linéarités. Ce mémoire propose un état des lieux de la recherche sur le sujet ainsi qu'une étude à partir de simulations de l'offset dynamique. Il propose enfin la mise en œuvre d'une solution concrète visant à rendre résistant à l'offset un haut-parleur sensible au déclenchement du phénomène, sans en changer ses caractéristiques linéaires.

Mots clés : haut-parleur, bobine, électrodynamique, système masse-ressort, offset dynamique, non-linéarités, distorsions

Abstract

Nowadays, the working mechanisms of the electrodynamic loudspeaker have not been all understood, especially the workings coming from non-linearities and their interactions, which drivers and speakers designers tend to consider more in their developing processes. The dynamical offset of loudspeakers is part of those non-linearities artefacts. This master thesis proposes a state of the art of the research on this topic and a study based on simulations of the dynamical offset. It finally proposes the implementation of a concrete solution in order to make an offset sensitive loudspeaker offset-proof, without modifying its linear characteristics.

Keywords : loudspeaker, voice coil, electrodynamic, mass-spring system, dynamical offset, non-linearities, distortions

Table des matières

Remerciements	3
Résumé	5
Abstract	6
Introduction	9
1 L'offset dynamique et sa mesure	11
1.1 Manifestations	11
1.1.1 Mise en situation	11
1.1.2 Observations	12
1.1.3 Audibilité	13
1.2 Mesures instrumentales	14
1.2.1 Montage expérimental	14
1.2.2 Description de la procédure	16
1.2.3 Présentation des résultats de mesure	18
1.3 Tests Perceptifs	24
1.3.1 Construction et justification du protocole expérimental	24
1.3.2 Mise en œuvre du protocole	31
1.3.3 Analyse des résultats	35
2 Recherche des causes	37
2.1 Familiarisation avec les non-linéarités	37
2.2 État des lieux	39
2.2.1 Les asymétries	39
2.2.2 Les facteurs technologiques	42
2.2.3 Les mécanismes de distorsion dans le moteur électrodynamique	43
2.2.4 L'offset de $Bl(x)$	44
2.2.5 Le fluage	44
2.2.6 Les interactions	45

2.3	Expérimentation : le cas du facteur de force	46
2.3.1	Description du banc	46
2.3.2	Observations	47
2.4	Énumération des causes	48
3	Étude par simulation	49
3.1	Asymétries	50
3.2	Les paramètres linéaires	51
3.3	Combinaison d'asymétries	52
3.4	Bl_{max}	53
3.5	Les critères de stabilité	54
3.6	Étude de l'inter-modulation et de la compression des fréquences graves	54
3.7	Comparaison des résultats de simulations et des mesures	60
3.7.1	Le moteur de simulation	60
3.7.2	Confrontation	63
4	Solutions	65
4.1	Propositions de solutions	65
4.2	Pertinence des solutions	67
4.2.1	Facteur de force	67
4.2.2	Raideur	68
4.3	Mise en œuvre de la solution retenue	68
4.4	Vérification de la pertinence de la solution	69
	Conclusion Générale	79
	Bibliographie	80
	Annexes	81
A	Éléments constituant le haut-parleur électrodynamique	83

Introduction Générale

Le 10 décembre 1872, le premier brevet mentionnant un haut-parleur à bobine mobile fut déposé par Werner Von Siemens. Depuis, les inventeurs et concepteurs de haut-parleurs ne cessent de chercher à améliorer ce système électro-mécano-acoustique. En effet, les mécanismes de fonctionnement du haut-parleur électrodynamique ne sont à ce jour pas encore totalement cernés et sont encore vastement étudiés. Le fonctionnement du haut-parleur a longtemps été simplifié par un système masse-ressort à fonctionnement linéaire. Aujourd'hui, cependant, les concepteurs prennent en compte les non-linéarités de fonctionnement ainsi que tous les artefacts que celles-ci produisent. L'offset dynamique du haut-parleur fait partie de ces artefacts de fonctionnement non-linéaires faisant l'objet de recherche et constitue le cœur de cette étude.

Ce mémoire a été réalisé en partenariat avec l'entreprise de conception de haut-parleurs PHL Audio. Celle-ci a été créée par Philippe Lesage en 1990, ancien directeur général et directeur du département recherche et développement de la société. C'est aujourd'hui Yohann Flavignard, directeur externe de ce mémoire, qui est à la tête du département recherche et développement. PHL Audio fournit des haut-parleurs à des constructeurs d'enceintes professionnelles de sonorisation, de monitoring mais également pour le monde de la hifi. J'ai commencé à travailler sur la problématique de l'offset dynamique des haut-parleurs chez PHL Audio à l'occasion d'un stage de deux mois au sein de l'entreprise lors de ma deuxième année d'étude à l'ENS Louis-Lumière.

Afin de cerner les mécanismes de l'offset dynamique, et ainsi de pouvoir concevoir une solution technologique y remédiant, ce mémoire s'intéresse, pour commencer, au phénomène en lui-même, ceci afin de familiariser le lecteur avec cet artefact issu des non-linéarités. C'est pourquoi nous allons, tout d'abord, présenter ses manifestations physiques, puis des mesures le caractérisant, pour enfin finir cette partie sur un test perceptif visant à cerner l'audibilité de l'offset dynamique.

Une fois familiarisé avec le phénomène, nous nous intéresserons, dans une deuxième

partie, aux causes de son apparition, via un état de l'art en matière de non-linéarités des haut-parleurs électrodynamiques et de l'offset dynamique, basé sur une recherche bibliographique, ainsi que par des expérimentations.

La troisième partie de ce document présente les résultats de l'étude par simulations des mécanismes de l'offset dynamique, que nous avons effectuées à l'aide d'un simulateur temporel que nous avons programmé, ce afin de pouvoir inclure toutes les non-linéarités de fonctionnement des haut-parleurs et afin également de pouvoir agir sur tous les paramètres.

La dernière partie de ce mémoire est consacrée aux propositions de solutions pour contrer l'offset dynamique. Nous avons mis en œuvre et présenté une solution en particulier, appliquée à un haut-parleur sensible au déclenchement de l'offset, afin de le rendre résistant sans en changer ses caractéristiques linéaires. Nous présentons pour finir un prototypage de haut-parleur et sa caractérisation.

Chapitre 1

L'offset dynamique et sa mesure

1.1 Manifestations

L'offset dynamique du haut-parleur est l'apparition sur le déplacement mesuré de l'équipage mobile d'une moyenne non nulle variable dans le temps. Ce phénomène apparait lors d'excursions importantes de l'équipage mobile des haut-parleurs de grave à large diamètre, ou à petit diamètre ayant une suspension permettant de larges excursions. Les signaux déclenchant ce phénomène sont essentiellement des signaux basses fréquences, que l'on peut retrouver en situation d'utilisation normale des haut-parleurs, notamment en concert.

On peut voir en figure 1.1 p. 12 le signal mesuré Y2, correspondant au déplacement de l'équipage mobile d'un haut-parleur de graves de 62 cm de diamètre, en fonction du temps en millisecondes. L'axe des ordonnées va de -18 à +18 mm, l'axe des abscisses va de 0 à 5500 ms. Le signal d'excitation qui a été utilisé pour cette mesure est un sweep allant de $f_s/2$ à $10.f_s$, avec f_s la fréquence de résonance du haut-parleur, qui est égale à 40 Hz pour ce haut-parleur. La mesure du déplacement a été effectuée avec un banc de mesure laser Klippel, qui est présenté en 1.2.1 p. 14.

On pourra trouver en Annexe A un descriptif des différentes parties du haut-parleur, afin de se familiariser avec ses composants, qui sont évoqués à de nombreuses occasions dans ce mémoire.

1.1.1 Mise en situation

Toute composante continue ou très basse fréquence² est habituellement filtrée par les différents éléments de la chaîne audio. En effet, l'oreille humaine étant insensible aux variations de pression locales de fréquences inférieures à 20 Hz, il lui

2. en dessous de 10 Hz

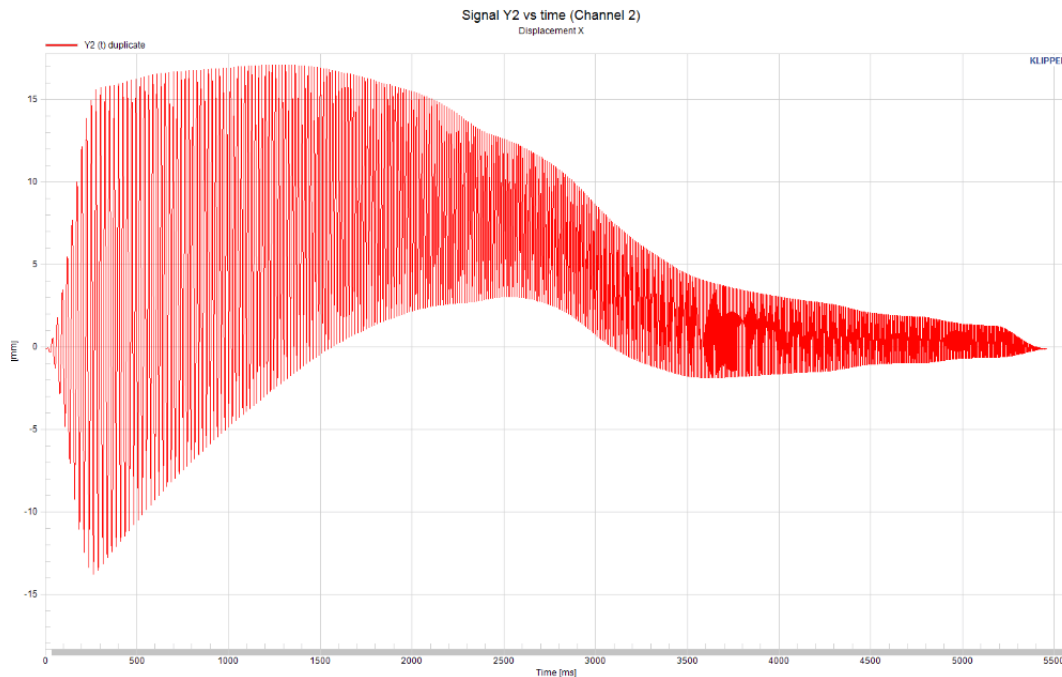


FIGURE 1.1 – L'offset dynamique du haut-parleur.

est impossible de détecter la présence d'une composante continue¹. De plus, ce type de composante peut avoir un effet destructeur sur bien des éléments de la chaîne audio, et être source de beaucoup de distorsions, c'est pourquoi elle sont généralement éliminées. En effet, les convertisseurs numérique-analogiques de la plupart des cartes sons, les amplificateurs alimentant les enceintes ainsi que les filtres de voies de ces mêmes enceintes disposent habituellement tous de filtres atténuant fortement ces composantes continues. C'est pourquoi, étant donné la forte atténuation des offsets sur le signal dans la chaîne audio, nous avons choisi d'émettre l'hypothèse que la constatation d'un tel phénomène pour le déplacement d'un haut-parleur ne peut provenir que d'un fonctionnement du haut-parleur en lui-même.

1.1.2 Observations

L'offset dynamique apparait lors d'excursions conséquentes de l'équipage mobile. Ces excursions coïncident en général avec une utilisation correspondant à la puissance maximale admissible par le système électroacoustique qu'est le haut-parleur.

Si l'on considère un haut-parleur parfait, on peut faire l'hypothèse d'un comportement symétrique du déplacement de l'équipage mobile, proportionnel au signal

1. excepté lorsque nous traversons un tunnel en voyageant dans un train, et que nos oreilles se bouchent : ce phénomène n'est cependant pas constaté pour les haut-parleurs présentant de l'offset en larges excursions

d'excitation.

Cependant, un haut-parleur sujet à l'offset va vraisemblablement présenter un comportement asymétrique pour son déplacement, voire même donner lieu à des oscillations uni-polaires. En effet, le déplacement de certains haut-parleurs à forts niveaux, pour des signaux comportant des informations en basse fréquence, peut devenir uniquement positif ou uniquement négatif. L'équipage mobile ne passe donc plus du tout par la position d'équilibre statique. Un tel comportement peut être observé à l'œil nu en déposant une pastille blanche sur le cône d'un haut-parleur. Lorsque le haut-parleur se déplace, grâce à la persistance rétinienne on peut voir apparaître la trace correspondant à l'excursion totale du haut-parleur. A l'apparition de l'offset, on peut constater une translation de ce cône vers un pôle d'excursion¹ du système masse-ressort.

On a pu constater de façon empirique, en comparant les fréquences d'apparition de l'offset sur les haut-parleurs de la gamme PHL Audio qui sont sujet au phénomène, que celui-ci, lorsqu'il se déclenche en utilisant un signal de type sweep allant de $f_s/2$ à $10.f_s$,² apparaît toujours sur une plage fréquentielle précise liée aux caractéristiques du haut-parleur, notamment liée à sa fréquence de résonance. En effet, l'offset dynamique du haut-parleur se déclenche environ à 1,5 fois la fréquence de résonance des systèmes électroacoustiques propices à son développement. Cependant, rien qu'en observant le phénomène à l'œil nu, on peut déjà constater qu'il s'étale au-delà d'une fréquence unique, et que la zone d'apparition fréquentielle se trouve être bien délimitée.

1.1.3 Audibilité

L'étude de l'audibilité est issue des tests que nous avons pratiqués lors de la stimulation d'un haut-parleur « à vide », c'est-à-dire sans charge acoustique pour « capturer » son onde arrière, par une sinusoïde dont on fait varier la fréquence. On peut, comme décrit dans la section précédente, observer l'offset à l'œil nu, mais également en entendre clairement les effets. Lorsque le cône³ se déplace vers un pôle d'excursion, on peut distinctement percevoir de façon audible l'apparition d'une distorsion, voire d'une saturation qui s'apparenterait à de la saturation mécanique⁴. La sinusoïde utilisée pour exciter le système génère une réponse avec une forme d'onde qui n'est plus purement sinusoïdale, mais présente des distorsions d'amplitude sensibles, voire même particulièrement conséquentes, ce qui s'entend clairement. La

1. nous appelons pôle d'excursion, dans ce mémoire, la direction que prend la moyenne non nulle du déplacement de l'équipage mobile

2. avec f_s la fréquence de résonance du haut-parleur

3. naissant du déplacement de la pastille

4. ce que nous appelons saturation mécanique dans ce mémoire est la compression du déplacement en grande excursion, lié au fait que la raideur de la suspension tend vers une raideur infini.

distorsion harmonique étant une génération d'harmoniques, on constate donc à l'aide d'un simple test que l'offset dynamique génère des harmoniques, et est par conséquent potentiellement source de distorsions harmoniques. Ce test sonore permet également de constater l'apparition de la distorsion dans une zone fréquentielle se centrant sur 1,5 fois la fréquence de résonance du système.

1.2 Mesures instrumentales

1.2.1 Montage expérimental

Afin de mesurer les caractéristiques de leurs haut-parleurs, les ingénieurs de PHL Audio utilisent un banc de mesure laser Klippel. C'est également ce banc de mesure qu'ils ont mis à ma disposition et dont j'ai pu bénéficier pour toutes les mesures de ce mémoire.

Klippel est le leader mondial de la mesure linéaire et non-linéaire de systèmes de haut-parleurs. On retrouve leurs solutions métrologiques chez la plupart des concepteurs d'enceintes et de haut-parleurs. Cet outil de mesure commun est par ailleurs un bon vecteur d'échange en ce qui concerne les mesures. Klippel est une entreprise allemande fondée en 1997 par le Dr. Wolfgang Klippel, dont je cite les publications dans ce mémoire.

Ce banc de mesure permet de mesurer très précisément les paramètres linéaires des haut-parleurs, que l'on nomme les paramètres de Thièle-Small [2]. Ces paramètres sont utilisés pour la conception de systèmes électroacoustiques, et proviennent de l'utilisation d'équivalences électriques linéaires. Cependant le banc de mesure Klippel monté au sein de l'entreprise PHL Audio¹ permet également de mesurer les paramètres non-linéaires des haut-parleurs, qui prennent en compte les comportements en grandes excursions ainsi que les variations de température liées à l'échauffement de la bobine générée par le courant qui la traverse.

Le banc de mesure de distorsions est constitué d'un laser², d'un contrôleur de laser, d'un analyseur de distorsions Klippel, d'un ordinateur sur lequel est installé dB-Lab³, incluant le module DIS⁴, ainsi que d'un amplificateur relié au module d'analyse de distorsions. L'ordinateur n'est pas présent sur la figure 1.5 p. 17, qui est donnée sur le site de Klippel. L'utilisation d'un microphone de mesure est optionnelle.

1. il s'agit d'un banc personnalisé composé de différents outils de mesure Klippel

2. Displacement Meter ANR 1282

3. dB-Lab est le logiciel de mesure et d'étude de courbes fourni par Klippel

4. 3D Distortion Measurement

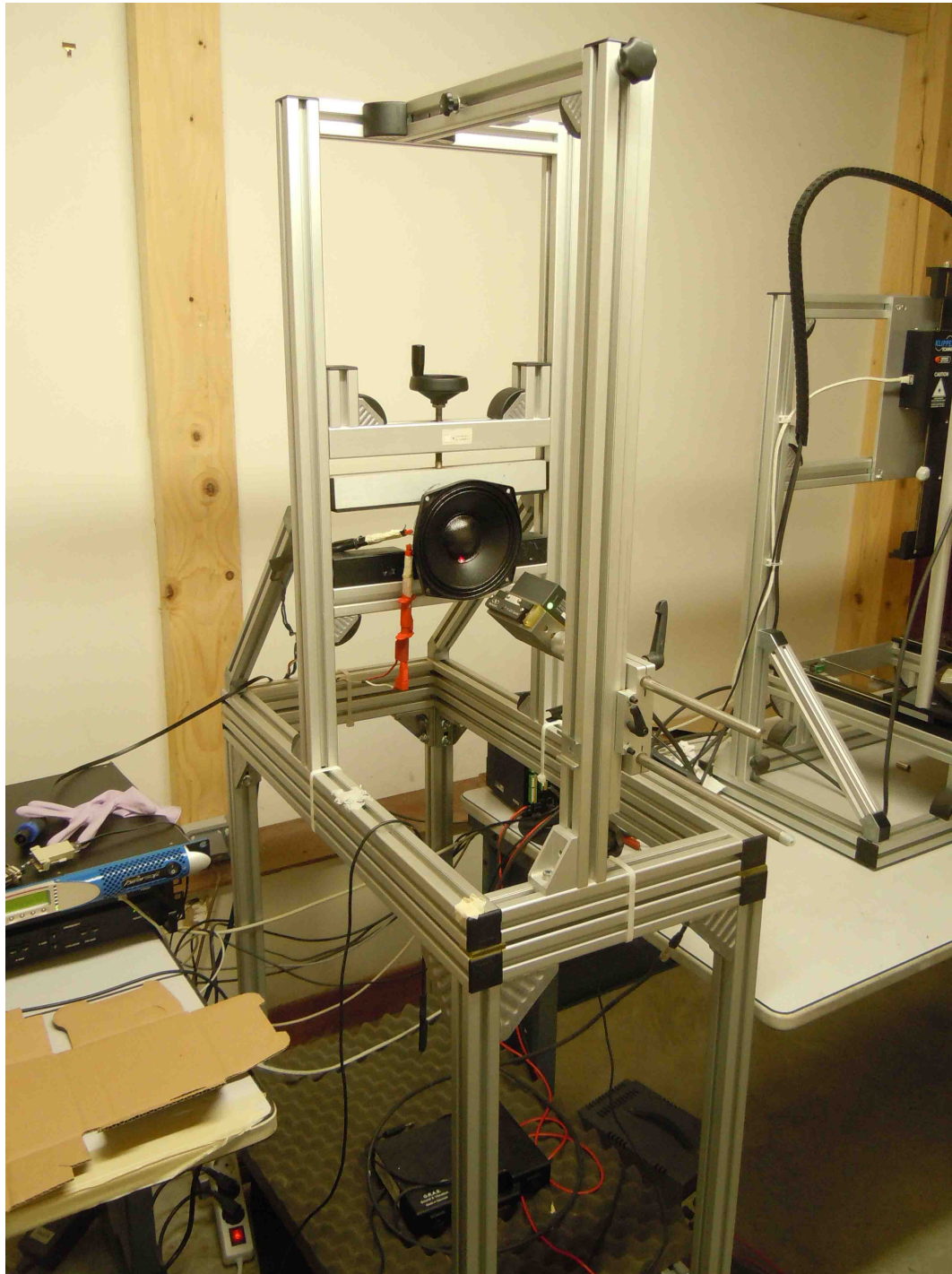


FIGURE 1.2 – Banc de mesures laser Klippel au sein de PHL Audio.



FIGURE 1.3 – Banc de mesures laser Klippel au sein de PHL Audio.

1.2.2 Description de la procédure

Mise en place

Afin d'être mesuré, le haut-parleur est monté sur une structure en aluminium, à laquelle il va être robustement fixé pour qu'il ne se déplace pas sous l'effet des vibrations importantes que vont générer l'excitation du haut-parleur par les signaux de mesure. Une pastille blanche¹ est alors déposée sur le haut-parleur afin d'augmenter le ratio signal sur bruit du capteur de déplacement. On ajuste la position du faisceau laser au micron près de manière à ce qu'il pointe le centre de la pastille.

Signaux de mesure

Le module DIS effectue une série de mesures en régime permanent grâce à l'utilisation d'un signal d'excitation comportant une seule fréquence, appelé simple composante, ou comportant deux fréquences, appelé double composante, qui varie en fréquence et en amplitude à chacun des nouveaux échantillons de mesure qui servent

1. la pastille est un petit bout de pâte blanche étalée sur la membrane

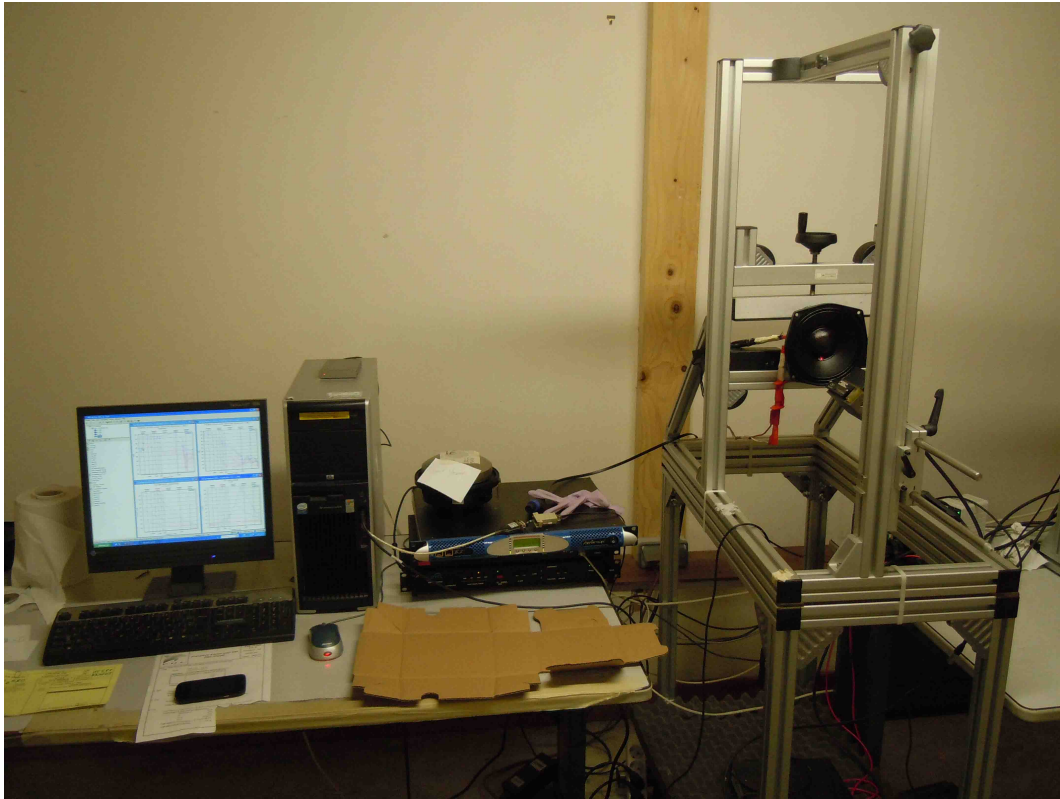


FIGURE 1.4 – Banc de mesures laser Klippel au sein de PHL Audio.

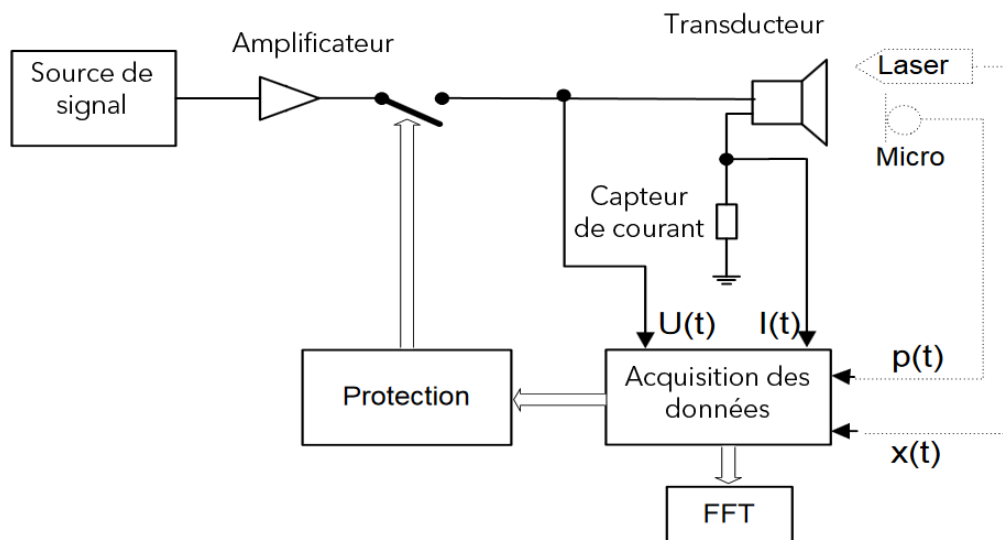


FIGURE 1.5 – Schéma de câblage du module d'analyse des distorsions de Klippel.

ensuite à construire une courbe. A l'aide du module, deux données peuvent être mesurées en même temps (courant, tension, excursion, niveau de pression sonore). Les composantes spectrales fondamentales, de distorsions harmoniques, de distorsions d'inter-modulation ou encore de « composante continue »¹, peuvent être obtenues et affichées sur des graphiques 2D ou 3D. Les grandeurs électriques en entrée étant mesurées directement aux bornes du haut-parleur, la température instantanée de la bobine peut être calculée à des fins de protection du haut-parleur étant donné que la mesure peut être interrompue si la température dépasse la température maximale définie au préalable par l'utilisateur.

Le signal à double composante est défini par l'équation 1.1 p. 18.

$$U(t) = U_1 \sin(2\pi f_1 t) + U_2 \sin(2\pi f_2 t) \quad (1.1)$$

Selon Klippel, ce signal est optimal pour mesurer les composantes spectrales fondamentales, harmoniques et d'inter-modulation [1].

1.2.3 Présentation des résultats de mesure

Le modèle test

Afin d'effectuer les tests sur l'offset dynamique nous avons choisi un modèle test parmi la gamme de haut-parleurs proposés par PHL Audio. Les critères étaient que ce soit un haut-parleur susceptible de générer de l'offset dynamique, et que l'on puisse réaliser des prototypes dérivés de ce haut-parleur à budget raisonnable et dans des délais raisonnables.

La gamme des haut-parleurs proposés par PHL Audio étant modulaire, nous avons fait le choix de construire un nouveau modèle de haut-parleur de diamètre 17 cm avec un bord souple permettant de grandes excursions ainsi qu'un moteur et une bobine 2 pouces². Le choix des éléments de ce modèle a été arrêté après l'étude des causes de l'offset dynamique par simulation. Nous étions ainsi assurés de créer un modèle correspondant à un cahier des charges classique de constructeur d'enceintes qui seraient susceptibles de présenter un offset dynamique d'ordre de grandeur analogue à ceux mesurés classiquement. On appellera ce haut-parleur le haut-parleur « classique » dans la suite de ce mémoire.

1. la « composante continue » sur le déplacement est le terme utilisé par Klippel. Nous avons choisi de l'utiliser dans ce mémoire pour être cohérent avec le vocabulaire couramment utilisé, mais il désigne plutôt une moyenne non nulle du déplacement variant dans le temps

2. le pouce est l'unité de mesure utilisé par PHL Audio pour les bobines ainsi que pour les moteurs, ceci dans un souci de cohérence internationale

Les courbes de mesures

Afin d'obtenir les caractéristiques du haut-parleur ainsi que sa sensibilité à l'offset nous l'avons mesuré.

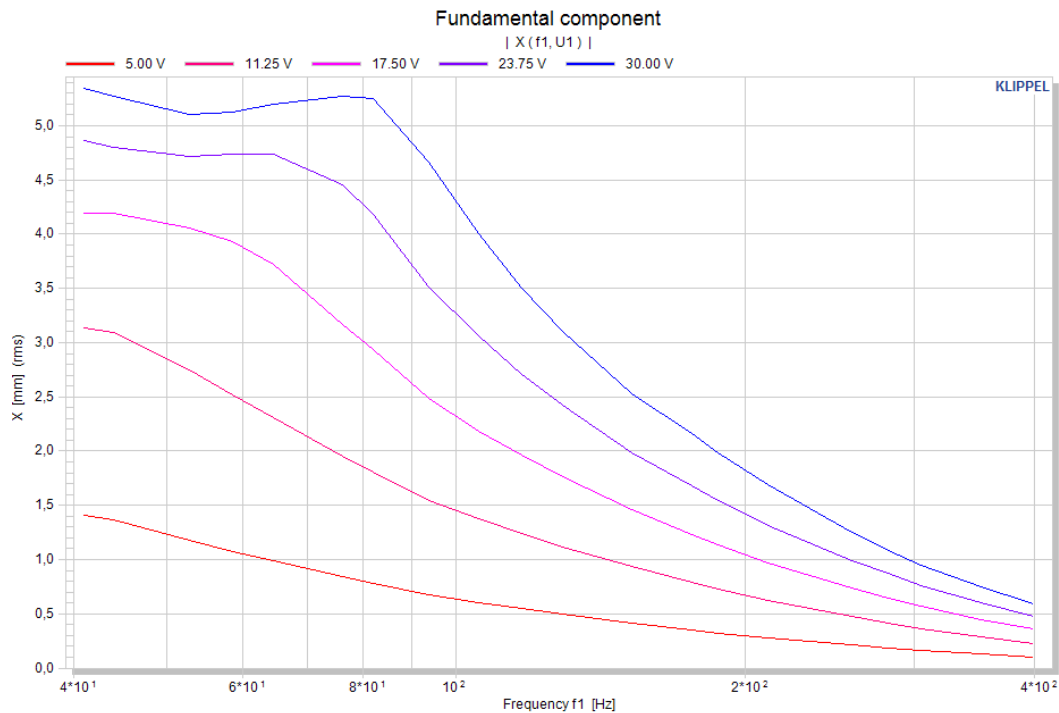


FIGURE 1.6 – Excursion.

Les tables 1.1 p. 21, 1.2 p. 21, 1.4 p. 24, 1.3 p. 21 indiquent les paramètres linéaires de Thiele & Small du haut-parleur, qui négligent les différentes non-linéarités et correspondent à un comportement en basses fréquences pour des petites excursions.

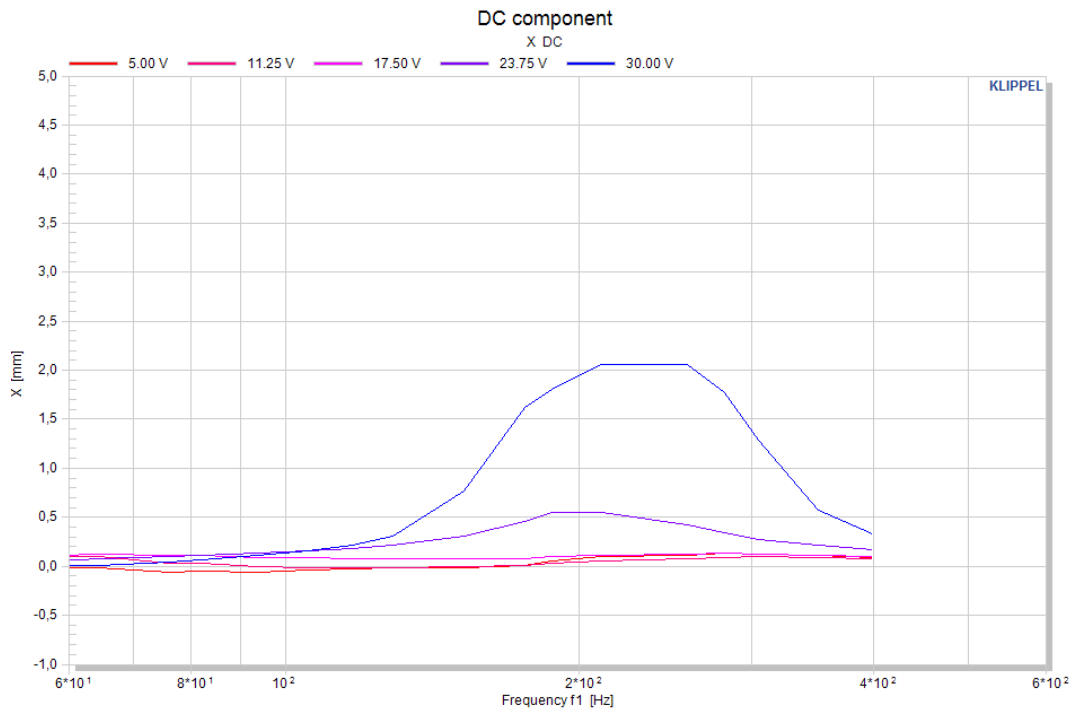


FIGURE 1.7 – Composante continue.

La figure 1.6 p. 19 nous montre la variation de la valeur efficace (RMS) de l'excursion du haut-parleur en fonction de la fréquence. Pour estimer la tension maximale d'étude d'un haut-parleur, et donc sa puissance maximale, mon directeur externe de mémoire m'a suggéré de parvenir à une excitation qui fait apparaître une compression dans les basses fréquences, ainsi qu'une bosse dans la courbe d'excursion soumise à la compression. On peut observer la présence d'une bosse pour la courbe d'excursion (figure 1.6, p. 19) pour une excitation de 30 V(rms), à 80 Hz. Cette « bosse » apparaît à une fréquence très proche mais un peu inférieure la fréquence de résonance du haut-parleur puisqu'on peut constater dans les paramètres linéaires que celle-ci est égale à 86,5 Hz (cf. table 1.1 p. 21). Les courbes de la figure 1.6 p. 19 nous montre qu'à partir d'une tension d'excitation de 17,5 V(rms) le haut-parleur introduit de la compression dans les basses fréquences. En effet, cette compression se traduit par un comportement non linéaire parfaitement observable : alors que le déplacement de la membrane devrait être de plus en plus important pour des fréquences de plus en plus basses, celui-ci se met à stagner. La tension 30 V(rms) peut donc être considérée comme la tension d'excitation maximale à appliquer au haut-parleur.

La figure 1.7 p. 20 montre l'effet de l'offset dynamique de l'équipage mobile apparaissant lors de la mesure du déplacement en fonction de la fréquence d'excitation.

Paramètres électriques du haut-parleur classique

Re	5.24	Ohms	résistance électrique de la bobine au courant continu
Le	0.678	mH	partie inductive de la bobine indépendante de la fréquence
L2	0.000	mH	para-inductance de la bobine
R2	0.00	Ohm	résistance électrique due aux pertes des courants de Foucault
Cmes	84.12	μ F	capacité électrique représentant la masse mobile
Lces	40.23	mH	inductance électrique représentant la compliance du haut-parleur
Res	68.76	Ohm	résistance due aux pertes mécaniques
fs	86.5	Hz	fréquence de résonance du haut-parleur

TABLE 1.1

Paramètres mécaniques du haut-parleur classique

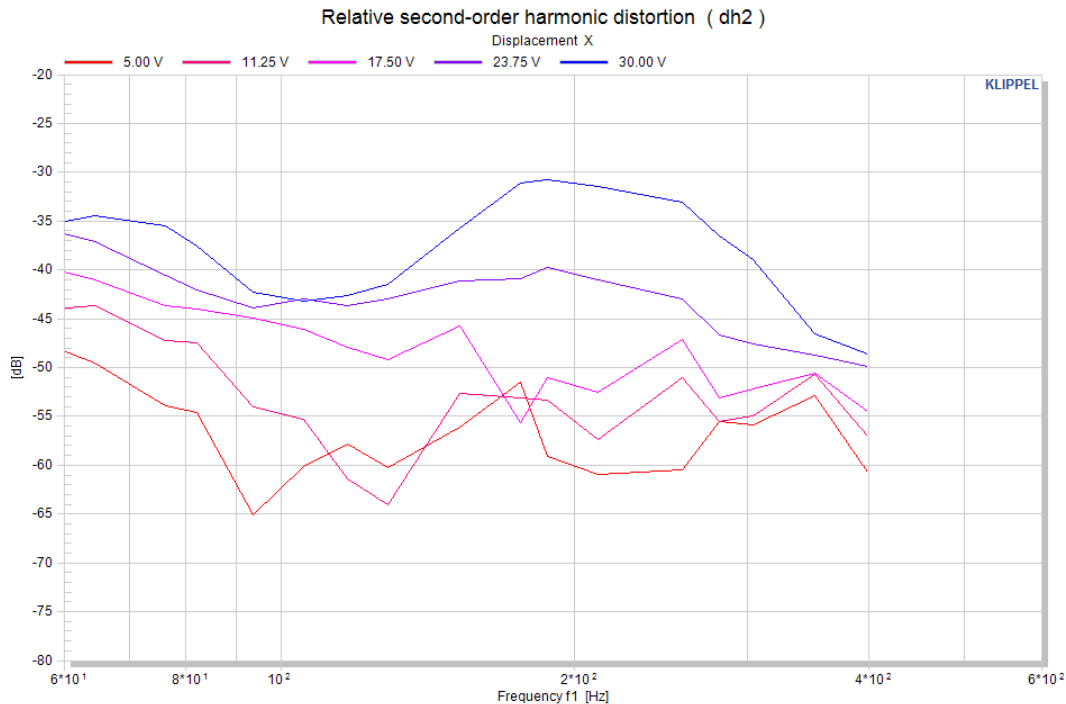
Mms	12.175	g	masse mécanique de la bobine et de la membrane incluant la charge acoustique
Mms(Sd)	10.197	g	masse mécanique de la bobine et de la membrane sans la charge acoustique
Rms	2.105	kg/s	résistance mécanique des pertes totales du haut-parleur
Cms	0.278	mm/N	compliance mécanique de la suspension du haut-parleur
Kms	3.60	N/mm	raideur mécanique de la suspension du haut-parleur
Bl	12.031	N/A	facteur de force
λ s	0.090		facteur de fluage de la suspension

TABLE 1.2

Pertes du haut-parleur classique

Qtp	0.223	facteur Q total considérant toutes les pertes
Qms	3.144	facteur Q mécanique du haut-parleur à l'air libre, considérant Rms uniquement
Qes	0.240	facteur Q électrique du haut-parleur, considérant Re uniquement
Qts	0.223	facteur Q total considérant Re et Rms uniquement

TABLE 1.3

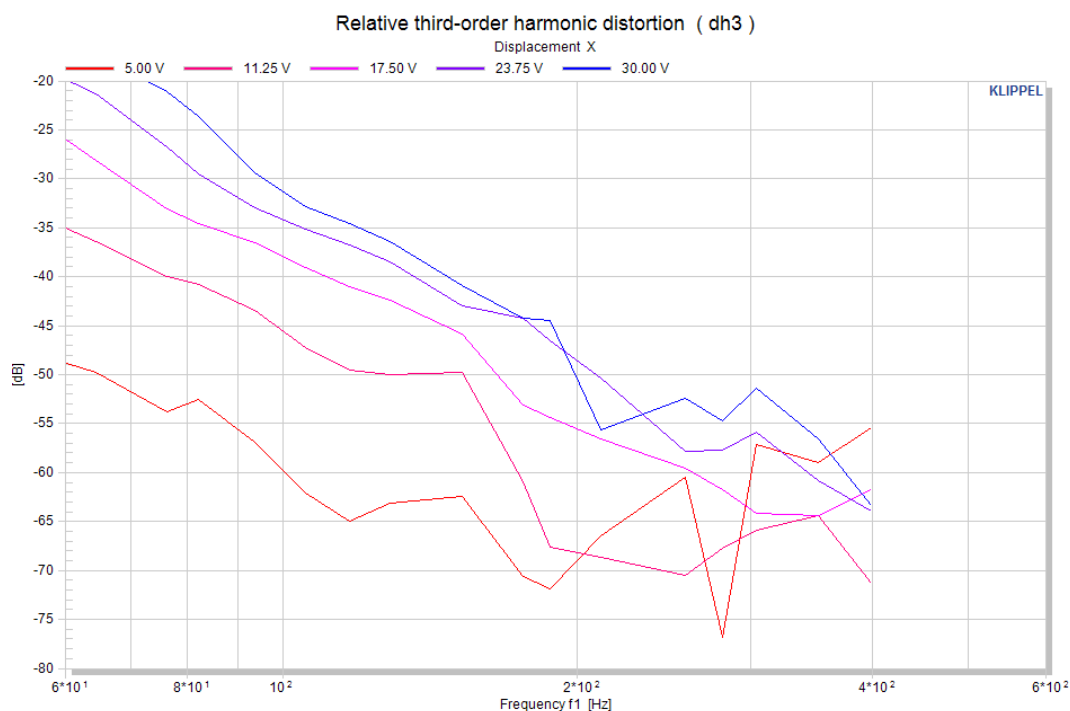
FIGURE 1.8 – Distorsion harmonique du 2nd ordre.

On peut constater que pour la tension d'excitation maximale de 30 V(*rms*) le haut-parleur présente un offset de 2 mm à 250 Hz. L'offset dynamique observable pour une tension d'excitation maximale se déclenche à environ 150 Hz. Cela correspond relativement à la valeur empirique de 1,5 fois la fréquence de résonance que l'on trouve dans la littérature en ce qui concerne la zone de déclenchement de l'offset dynamique du haut-parleur. L'excursion du haut-parleur à cette fréquence est d'environ 1,5 mm (*rms*)¹. Cela donne $1,5 \cdot \sqrt{2} = 2,12$ mm d'excursion 0 - crête et 4,25 mm crête-à-crête.

Puisque l'excursion pic-à-pic est légèrement supérieure à la valeur de l'offset à 250 Hz, on comprend que, pour cette fréquence, le déplacement sinusoïdal s'effectue totalement en amont de la position de repos de la membrane : le déplacement est donc unipolaire et présente donc une asymétrie totale. Cette asymétrie, combinée aux non-linéarités de la suspension qui devient plus raide à mesure qu'elle est étirée (cf. chapitre 2, p. 37), participe à l'asymétrie totale et donc à développer un taux de distorsion très important pour la pression acoustique associée.

Cette distorsion harmonique en présence de l'offset peut être très clairement observée sur la courbe des distorsions harmoniques du second ordre. En effet, pour des tensions d'excitation de 17,5 et 30 V(*rms*) on peut voir une bosse dans la courbe

1. on rappelle que pour passer d'une excursion rms à une excursion crête il y a un facteur $\sqrt{2}$.

FIGURE 1.9 – Distorsion harmonique du 3^{eme} ordre.

spectrale de niveau de distorsions harmoniques.

L'excursion en basses fréquences est compressée principalement par les non-linéarités des suspensions : le haut-parleur arrive à ce qu'on pourrait appeler une saturation mécanique. Il est important de relever que pour une excitation correspondant à un état d'utilisation à puissance maximale du haut-parleur, soit $30\text{ V}(rms)$, le niveau de la distorsion harmonique du second ordre sur la plage de l'offset est supérieur au niveau de distorsion harmonique en saturation mécanique du système. Le niveau de distorsion amené par celle-ci est de l'ordre de -35 dB (cf. figure 1.8 p. 22 à 65 Hz) alors que la distorsion amenée par l'offset est de -30 dB (cf. figure 1.8 p. 22 à 190 Hz).

On peut voir sur la courbe des distorsions harmoniques du troisième ordre (cf. figure 1.9 p. 23) que l'offset n'a aucun effet particulier puisque les distorsions sont corrélées à l'amplitude de l'excitation ainsi qu'au taux de compression en régime de grandes excursions (basses fréquences).

Le fait que l'offset dynamique du haut-parleur développe de la distorsion harmonique du second ordre uniquement est lié au caractère asymétrique de son déplacement. En effet, on retrouve un cas de figure analogue à celui des tubes à vide, qui ne saturent qu'une polarité du signal, qu'un « côté » de la sinusoïde, et développent ainsi des harmoniques du second ordre. La saturation mécanique agissant sur les

Autres paramètres du haut-parleur classique			
Vas	8.3004	l	volume d'air équivalent de la suspension
n0	2.157	%	efficacité de référence (2π .rayonnement en utilisant Re)
Lm	95.54	dB	SPL caractéristique (à 1 m pour 1 W et Re
Lnom	97.37	dB	sensibilité nominale (SPL à 1 m pour 1 W et Zn)
Résistance série	0.00	Ohm	résistance de la résistance en série
Sd	145.27	cm ²	aire du diaphragme

TABLE 1.4

deux pôles de l'excursion, celle-ci développe des harmoniques du troisième ordre. Le fait qu'elle en développe aussi du second ordre provient des non-linéarités du système et notamment de leur caractère asymétrique.

1.3 Tests Perceptifs

Afin de justifier l'élimination de l'offset dynamique nous avons voulu déterminer la préférence des auditeurs vis-à-vis d'une enceinte acoustique équipée d'un boomer (un haut-parleur du registre graves) générant un offset dynamique comparée à une enceinte équipée d'un boomer identique ne donnant pas lieu à la production d'offset.

1.3.1 Construction et justification du protocole expérimental

Les haut-parleurs

Pour mener à bien un tel test, nous devons utiliser idéalement des haut-parleurs ne différant que par la génération ou non d'offset dynamique. Nous avons donc développé un haut-parleur empêchant la génération d'offset à partir des études des mécanismes de l'offset faites au préalable et présentées au chapitre 3 p. 49. Pour ce faire, l'unique variable sur laquelle nous avons joué est la bobine. Le système a été conçu de sorte que les paramètres linéaires Mms et Kms restent identiques, que seul le paramètre linéaire $\frac{Bl^2}{Re}$ varie légèrement avec une égalisation de facteur de qualité total Q_{ts} réalisée à l'aide de résistances de puissance aux bornes du transducteur. Ainsi Q_{ts} reste identique pour les deux systèmes électroacoustiques. Ceci a pour effet d'égaliser les rendements des haut-parleurs.

La charge acoustique

Afin d'exploiter les haut-parleurs il est nécessaire de les utiliser en réalisant un montage en « enceinte ».

L'utilisation d'un volume clos est le montage d'enceinte le plus simple. Son circuit électrique équivalent en analogie directe¹ correspond à un filtre passe-haut du second ordre dont la réponse est contrôlée par la résonance et l'amortissement associé.

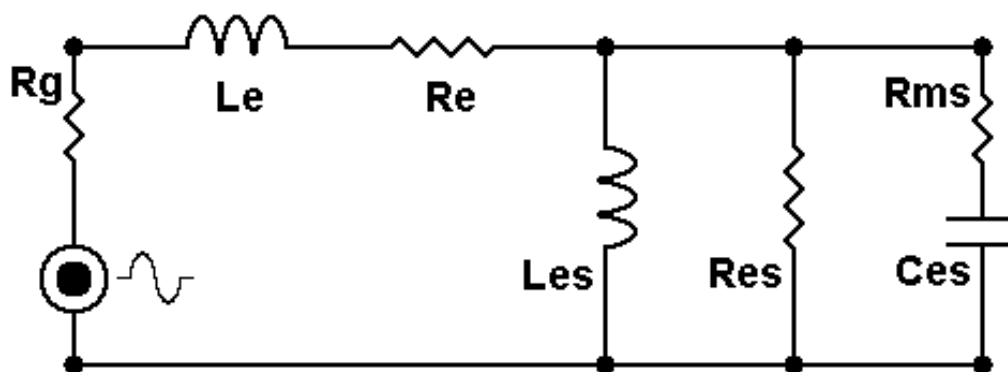


FIGURE 1.10 – Circuit équivalent ramené en fonctionnement électrique d'un haut parleur monté en enceinte close.

On distingue dans la littérature (cf. [2]) deux types de volumes clos : le baffle infini et la « suspension acoustique ».

Le baffle plan est en général très grand pour que la compliance de l'air à l'arrière soit plus importante que la compliance de la suspension du haut-parleur. La compliance d'un haut-parleur est l'inverse de la raideur amenée par la suspension. Un montage en enceinte close devient équivalent à une suspension acoustique lorsque la compliance du volume d'air chargeant le haut-parleur devient inférieure d'un facteur trois ou plus à la compliance de la suspension du haut-parleur [2].

Le montage en enceinte close a une réponse particulièrement facile à contrôler et de très bonnes caractéristiques transitoires [2].

Tout l'enjeu de la correspondance du montage en enceinte close par rapport à un woofer est le contrôle de ses caractéristiques. La méthode objective consiste à mesurer et à aligner le facteur de qualité Q_{tc} ². Q_{tc} est un terme composite, utilisé, dans ce cas, pour décrire l'amplitude de la résonance dans l'enceinte. Il représente le degré

1. cf. figure 1.10 p. 25 ou R_g est la résistance du générateur, L_e l'inductance de la bobine, R_e la résistance au courant continu du haut-parleur, L_{es} l'inductance équivalente électrique du haut-parleur, R_{es} la résistance équivalente électrique du haut-parleur, R_{ms} les pertes, et C_{es} la compliance équivalente électrique du haut-parleur

2. facteur d'amortissement à la résonance

auquel la combinaison des circuits équivalents électriques, mécaniques et acoustiques du woofer et de la boîte interagissent pour contrôler la résonance. Moins la résonance est importante, plus la réponse aux transitoires sera fidèle [2]. On appelle résonance une bosse de niveau locale, un dépassement de Q_{tc} de 0,5.

Quelques exemples d'alignements de Q_{tc} :

Un Q_{tc} de 0,5 correspond à un système amorti de façon critique : il présente une réponse parfaite aux transitoires. Un Q_{tc} de $\frac{1}{\sqrt{3}} = 0,577$ correspond à une réponse dite de Bessel, qui présente un délai de groupe plat. Un Q_{tc} de $\frac{1}{\sqrt{2}} = 0,707$ correspond à une réponse dite de Butterworth, qui présente une réponse en amplitude plate avec la fréquence de coupure minimale qui puisse être obtenu.

Afin de déterminer le volume de charge acoustique pour un haut-parleur donné, les caractéristiques suivantes sont requises :

1. f_s : la fréquence de résonance ;
2. Q_{ts} : le facteur de qualité total ;
3. X_{max} : l'excursion maximale ;
4. S_d : le diamètre du haut-parleur ;
5. V_d le volume d'air équivalent.

A partir de ces caractéristiques, fournies par les constructeurs de haut-parleurs, on peut calculer trois paramètres pour l'enceinte close :

$$\alpha = \frac{Q_{tc}^2}{Q_{ts}} - 1, \quad (1.2)$$

$$f_c = \frac{Q_{tc} \cdot f_s}{Q_{ts}}, \quad (1.3)$$

$$Vb = \frac{V_{as}}{\alpha}, \quad (1.4)$$

où α correspond au coefficient d'alignement, f_c à la fréquence de coupure de l'alignement et V_b à la charge acoustique du haut-parleur.

$Q_{tc} = 0.5$ Second-Order, Critically Damped			$Q_{tc} = 0.707$ Second-Order Butterworth (B ₂) Max Flat Amplitude Response		
Q_{ts}	α	f_c/f_s	Q_{ts}	α	f_c/f_s
0.1000	24.0000	5.0000	0.1500	21.2155	4.7133
0.1200	16.3611	4.1667	0.1600	18.5254	4.4188
0.1300	13.7929	3.8462	0.1700	16.2958	4.1588
0.1400	11.7551	3.5714	0.1800	14.4274	3.9278
0.1500	10.1111	3.3333	0.1900	12.8462	3.7210
0.1600	8.7656	3.1250	0.2000	11.4962	3.5350
0.1700	7.6505	2.9412	0.2100	10.3344	3.3667
0.1800	6.7161	2.7778	0.2300	8.4489	3.0739
0.1900	5.9252	2.6316	0.2400	7.6779	2.9458
0.2000	5.2500	2.5000	0.2500	6.9976	2.8280
0.2100	4.6689	2.3810	0.2600	6.3942	2.7192
0.2200	4.1653	2.2727	0.2700	5.8566	2.6185
0.2300	3.7259	2.1739	0.2800	5.3756	2.5250
0.2400	3.3403	2.0833	0.2900	4.9435	2.4379
0.2500	3.0000	2.0000	0.3000	4.5539	2.3567
0.2600	2.6982	1.9231	0.3100	4.2013	2.2806
0.2700	2.4294	1.8519	0.3200	3.8813	2.2094
0.2800	2.1888	1.7857	0.3300	3.5900	2.1424
0.2900	1.9727	1.7241	0.3400	3.3240	2.0794
0.3000	1.7778	1.6667	0.3500	3.0804	2.0200
0.3100	1.6015	1.6129	0.3600	2.8569	1.9639
0.3200	1.4414	1.5625	0.3700	2.6512	1.9108
0.3300	1.2957	1.5152	0.3800	2.4616	1.8605
0.3400	1.1626	1.4706	0.3900	2.2863	1.8128
0.3500	1.0408	1.4286	0.4000	2.1241	1.7675
0.3600	0.9290	1.3889	0.4100	1.9735	1.7244
0.3700	0.8262	1.3514	0.4200	1.8336	1.6833
0.3800	0.7313	1.3158	0.4300	1.7033	1.6442
0.3900	0.6437	1.2821	0.4400	1.5819	1.6068
0.4000	0.5625	1.2500	0.4500	1.4684	1.5711
0.4100	0.4872	1.2195	0.4600	1.3622	1.5370
0.4200	0.4172	1.1905	0.4700	1.2628	1.5043
0.4300	0.3521	1.1628	0.4800	1.1695	1.4729
0.4400	0.2913	1.1364	0.4900	1.0818	1.4429
0.4500	0.2346	1.1111	0.5000	0.9994	1.4140
0.4600	0.1815	1.0870	0.5100	0.9218	1.3863
0.4700	0.1317	1.0638	0.5200	0.8486	1.3596
0.4800	0.0851	1.0417	0.5300	0.7795	1.3340
0.4900	0.0412	1.0204	0.5400	0.7142	1.3093

FIGURE 1.11 – Tables d'alignement [2].

Pour nos haut-parleurs classique et modifié, comparons les volumes de charge pour $Q_{tc} = 0,5$ et $Q_{tc} = 0,707$. Dans les tableaux de la figure 1.11 p. 27, « INF. BAFFLE » signifie « baffle plan infini » et « A.S. » signifie « Air Suspension » soit

un volume clos d'air.

Pour le transducteur classique :

On a mesuré $Q_{ts} = 0,305$ et $V_{as} = 9,35$ l.

Pour $Q_{tc} = 0,5$:

$\alpha = 1,6015$; ce qui correspond à un baffle plan infini (cf. tables 1.11 p. 27).

$$V_b = \frac{0,00935}{1,6015} \cdot 1000 \text{ l} = 5,8383 \text{ l}$$

$$f_c = 1,6129 \cdot 80 \text{ Hz} = 129,0320 \text{ Hz}.$$

Pour $Q_{tc} = 0,707$:

$\alpha = 4,2013$; ce qui correspond à une suspension acoustique (cf. tables 1.11 p. 27).

$$V_b = \frac{0,00935}{4,2013} \cdot 1000 \text{ l} = 2,2255 \text{ l}$$

$$f_c = 2,2806 \cdot 80 \text{ Hz} = 182,4480 \text{ Hz}.$$

Pour le transducteur modifié :

On a mesuré $Q_{ts} = 0,346$ et $V_{as} = 9,26$ l.

Pour $Q_{tc} = 0,5$:

$\alpha = 1,0408$; ce qui correspond à un baffle plan infini (cf. tables 1.11 p. 27).

$$V_b = \frac{0,00926}{1,0408} \cdot 1000 \text{ l} = 8,8970 \text{ l}$$

$$f_c = 1,4286 \cdot 80 \text{ Hz} = 114,2880 \text{ Hz}.$$

Pour $Q_{tc} = 0,707$:

$\alpha = 3,0804$; ce qui correspond à une suspension acoustique (cf. tables 1.11 p. 27).

$$V_b = \frac{0,00926}{3,0804} \cdot 1000 \text{ l} = 3,0061 \text{ l}$$

$$f_c = 2,0200.80 \text{ Hz} = 161,6000 \text{ Hz}.$$

Deux possibilités s'offrent à nous pour le choix du montage afin d'effectuer les tests perceptifs : soit un montage en baffle plan infini soit un montage en enceinte close d'un peu moins de 3 l. Le principal critère qui pourrait influencer sur le choix est le comportement de l'inter-modulation sur le déclenchement de l'offset. On verra au chapitre 3 p. 49 que l'inter-modulation avec des fréquences inférieures à la fréquence de l'offset empêche celui-ci de se déclencher. Les montages en baffle infini ayant des fréquences de coupure plus basses, ces fréquences seront moins atténuées. En effet s'il y a des composantes fréquentielles inférieures à la fréquence d'offset dans le signal d'excitation, ceci risque d'empêcher l'offset de se déclencher. Je pense qu'il faudrait éviter ce phénomène afin de pouvoir pleinement étudier l'effet de l'offset sur la perception. Cependant, les fréquences de coupure des montages en baffle infini sont toujours supérieures ou égales à 1,5 fois la fréquence de résonance, soit supérieures ou égales à la fréquence d'offset, ce qui signifie que ce phénomène d'inter-modulation ne pourra en aucun cas être très prononcé. Enfin, le signal d'excitation pourra être filtré à l'aide d'un filtre passe-haut pour contrôler parfaitement l'inter-modulation. Le choix résultant ne dépend donc que de la simplicité du montage. Le montage en baffle infini a donc été privilégié, PHL Audio ayant déjà une telle structure à disposition.

Nous avons pendant un certain temps envisagé la possibilité d'inclure le haut-parleur dans un montage multi-voies. Cependant, essentiellement pour des raisons de temps et de disponibilité de la salle anéchoïque, nous avons décidé de laisser le haut-parleur testé reproduire le haut du spectre. En effet, s'agissant d'un haut-parleur de diamètre 17 cm, il est capable de reproduire des fréquences assez hautes pour établir le test sans autre haut-parleur.

Le dispositif

Les niveaux acoustiques à 1 m nécessaires à l'apparition de l'offset maximal imposent la méthode de comparaison des systèmes. En effet, ne disposant pas de la logistique permettant de réaliser des écoutes à fort niveau avec les sujets du test nous avons donc choisi une méthode alternative : les deux enceintes sont enregistrées à l'aide d'un microphone de mesure en salle anéchoïque dans des conditions parfaitement identiques. Les enregistrements seront alors reproduits au casque lors des sessions de test perceptif. Les grands débattements auxquels sont soumis les haut-

parleurs lors des enregistrements correspondent à des conditions réelles d'utilisation des haut-parleurs en situation de direct (Live).

Description du test

Le test perceptif est un test ABX modifié. Pour chaque stimulus, le sujet entend trois enregistrements : un effectué sur l'enceinte sensible à l'offset, dite classique, un sur l'enceinte y résistant, puis un dernier identique à l'un des deux précédents. Le sujet peut passer d'un enregistrement à l'autre à la volée. Ceci rend le test beaucoup plus discriminant. Pour chaque stimuli le sujet devra dire s'il préfère l'extrait A ou l'extrait B, en jugeant la qualité globale de l'enceinte, et s'il pense que l'extrait X correspond à l'extrait A ou à l'extrait B. Ceci permet de vérifier si le sujet répond de manière cohérente et non au hasard, donc de vérifier sa fiabilité. On donne, de plus, au sujet la possibilité d'indiquer qu'il n'entend pas de différence entre A et B, donc qu'il n'a pas de préférence.

Les variables indépendantes du test sont :

1. la sonie¹ ;
2. les stimuli ;
3. les paramètres linéaires (à l'exception de $\frac{Bl^2}{Re}$) ;

tandis que la variable dépendante est l'offset dynamique.

Le niveau d'écoute est fixé par l'expérimentateur à l'oreille et est le même pour chaque sujet. Ceci permet de s'assurer que chaque sujet passe le test dans les mêmes conditions.

Les stimuli sont tous monophoniques. L'offset étant un problème se produisant dans les basses fréquences, les signaux basse fréquence étant essentiellement monophoniques dans la musique enregistrée ou en direct (Live), le choix d'un tel mode de diffusion ne va pas modifier la discrimination des sujets. Les enregistrements effectués eux aussi en monophonie sont cependant diffusés en stéréo au casque, créant ainsi une image monophonique virtuelle.

Trois stimuli sont utilisés pour le test. Pour chaque extrait, toutes les combinaisons de présentation des sons A, B et X (ABA, ABB, BAA et BAB) sont évaluées.

1. On utilise ici le terme sonie et non niveau car ceux-ci ont été réglés à l'oreille.

Le test entier comprend 12 séries (3 extraits et 4 combinaisons). Les stimuli sont d'une durée de 20 à 25 s chacun, pour favoriser l'immersion. Ce sont tous trois des stimuli musicaux, pour ainsi correspondre à l'utilisation principale qui sera faite des haut-parleurs.

Le bouquet d'extraits était constitué de morceaux de jazz, de musique électronique et de rock, tous trois présentant des contenus basse fréquence intéressants et dynamiques dans la zone de déclenchement de l'offset pour les haut-parleurs considérés.

Les titres sont :

1. Knight Moves de Chilly Gonzales [3] ;
2. Over The Clouds de Laurent De Wilde [4] ;
3. OK Computer de Radiohead [5].

Les sujets sont exclusivement des étudiants de la spécialité Son à Louis-Lumière en voie de devenir des experts.

A l'écoute des enregistrements effectués en chambre anéchoïques, nous avons fait plusieurs constatations qui ont déterminé les choix qui ont été effectués pour le protocole de ce test. Premièrement, le fait que la principale différence audible n'était pas due à la présence d'offset mais à la différence de fonction de transfert entre les deux transducteurs, qui apparaissait à cause de la méthode mise en œuvre pour annuler l'offset dynamique. Les différences de fonction de transfert ont donc été compensées à partir des modèles temporels qui ont été développés pour l'étude de l'offset dynamique et qui ont servi à la conception des haut-parleurs. Ce sont les signaux issus de l'enregistrement du haut-parleur modifié qui ont été filtrés à l'aide d'un filtrage à phase linéaire. Nous avons ensuite également laissé la possibilité de changer de stimuli à la volée, comme je l'ai précisé précédemment, pour ainsi rendre le test plus discriminant. Nous avons fait le choix de ne retenir que des sujets en voie de devenir experts car une fois les fonctions de transfert compensées, les différences audibles sont vraiment très faibles.

1.3.2 Mise en œuvre du protocole

L'enregistrement des échantillons

Nous avons donc utilisé la salle anéchoïque dont dispose PHL Audio pour enregistrer les extraits musicaux dédiés aux tests perceptifs ainsi que leur baffle-plan. Il a fallu assurer l'étanchéité des transducteurs sur la surface plane.



FIGURE 1.12 – Salle anéchoïque de PHL Audio avec le haut-parleur modifié dans le cas du montage en baffle plan infini.

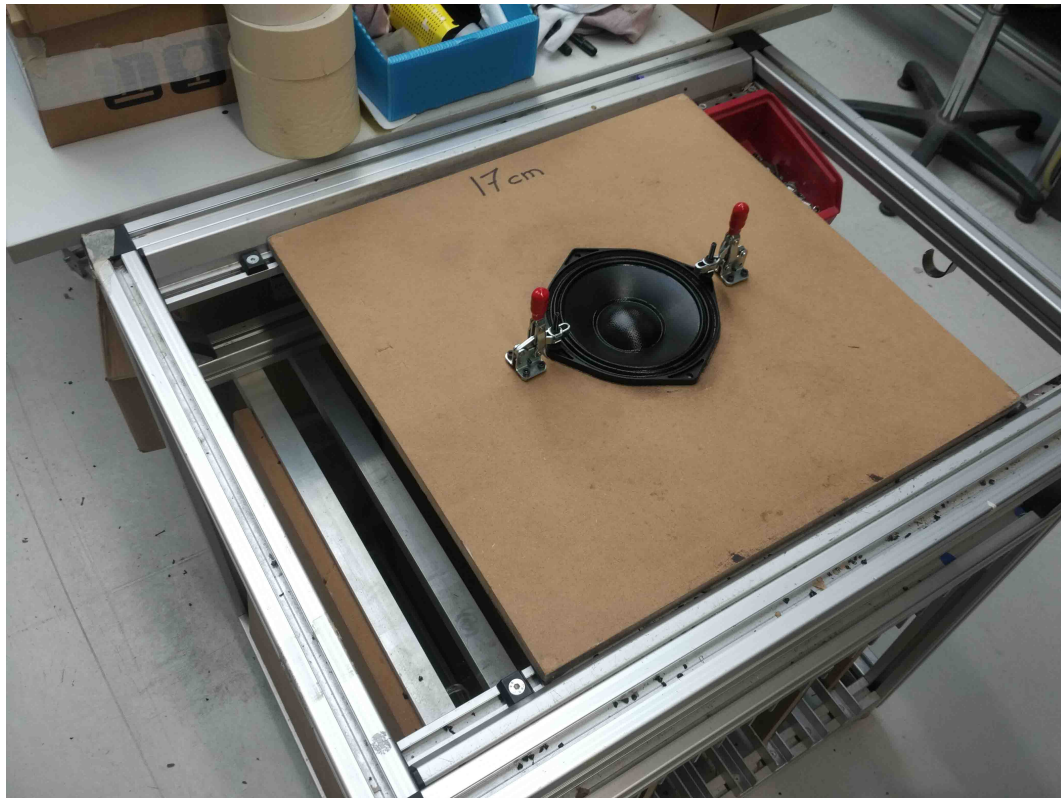


FIGURE 1.13 – Montage du haut-parleur sur une plaque d'étanchéité afin de l'intégrer au baffle plan.

Nous avons placé le microphone au plus près du système électroacoustique afin de s'affranchir au maximum du comportement acoustique résiduel de la salle anéchoïque, notamment dans le registre grave, sans que les convertisseurs d'entrée de la carte son servant d'acquisition ne saturent à cause du niveau de sortie délivré par le pré-amplificateur. Le capteur de pression était donc positionné à 50 cm du haut-parleur.

Ayant normalisé les enregistrements, nous avons réglé l'amplificateur alimentant les systèmes afin de mesurer 30 V(rms) aux bornes des transducteurs, ce qui correspond, comme on peut le constater en figure 1.7 p. 20, à une utilisation présentant un fort taux d'offset. Comme cela correspond également au cas de l'utilisation à puissance maximale du haut-parleur, un ajustement du gain d'amplification a dû être effectué entre chaque haut-parleur.

Les courants parcourant la bobine pour de telles excitations étant très importants, celle-ci chauffe très rapidement, et ce même si les extraits ne durent qu'une vingtaine de secondes. C'est pourquoi nous avons bien pris le soin de laisser 5 minutes de pause entre chaque enregistrement afin de la laisser refroidir. L'utilité d'un tel refroidissement n'est pas la protection du haut-parleur mais l'assurance de retrou-

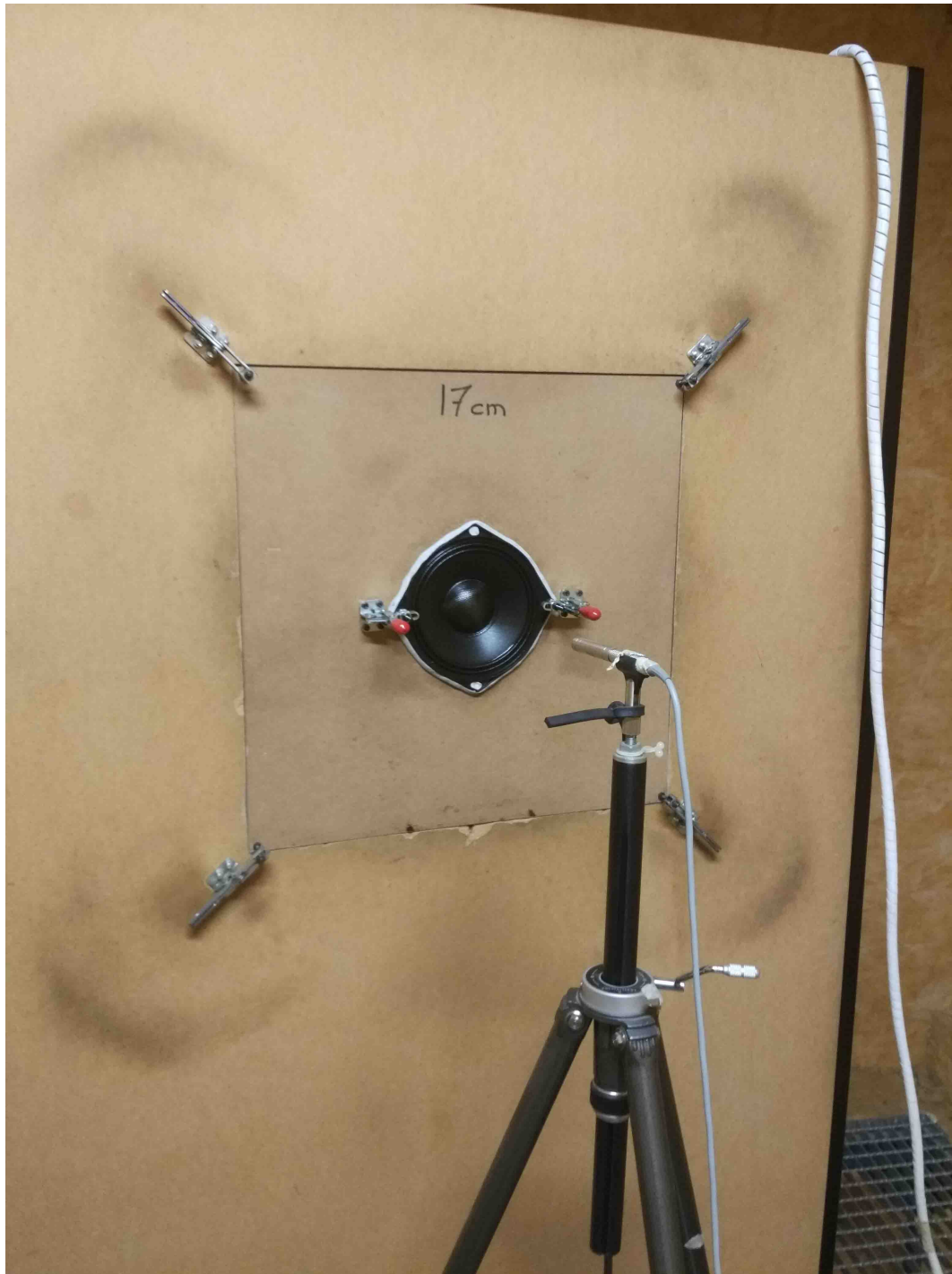


FIGURE 1.14 – Microphone à 50 cm du haut-parleur bafflé en chambre anéchoïque.

ver une valeur de résistance au courant continu Re proche de la valeur à froid, afin d'avoir un comportement du haut-parleur similaire pour chacun des enregistrements.

Déroulement du test

Les tests perceptifs se sont ensuite déroulés à l'ENS Louis-Lumière grâce à la participation d'étudiants de la section Son. Nous avons développé un patch Pure Data automatisant le déroulement du test et enregistrant chaque donnée dans un fichier. Les sujets écoutaient les différents extraits à l'aide d'un casque DT-990 Beyerdynamic.

1.3.3 Analyse des résultats

16 sujets ont effectué le test perceptif. Les résultats du test sont les suivants : Dans 65,1 % des présentations ABX les sujets entendent une différence, et au sein de ces 65,1 % de différences perçues ils trouvent l'échantillon correspondant à X dans 43,3 % des cas.

L'analyse des résultats prenant en compte le pourcentage de réussite de chaque sujet ainsi que le pourcentage de réussite total, montre que le taux de réussite de 43,3 % n'est pas significatif, car la signifiante des valeurs obtenues grâce au test est de 0,344, ce qui est largement supérieur à 0,005, validant ainsi l'hypothèse nulle statistique qu'il n'y a pas de corrélation entre le choix de l'échantillon (correspondant à X) fait par le sujet et le haut-parleur utilisé dans l'échantillon. Ceci signifie que les sujets n'ont jamais entendu de différence et ont donc systématiquement choisi au hasard, même sans s'en rendre compte. Nous avons donc choisi de laisser de côté les choix de préférence de haut-parleur effectués par les sujets, puisque ceux-ci n'ont aucune valeur statistique.

Cela ouvre plusieurs pistes d'interprétation.

Pour le cas du haut-parleur de 17 cm avec suspension et moteur de 2''¹, on constate que la différence entre les deux enceintes apparaît inaudible. On peut proposer plusieurs pistes d'explication pour ce constat. Il peut s'agir du masquage dû aux composantes spectrales reproduites par le haut-parleur, présentes dans la même zone fréquentielle que la distorsion harmonique créée par le système. Ce masquage peut opérer si le niveau des distorsions harmoniques produites est trop faible. Si on retrouvait une situation analogue pour d'autres haut-parleurs de dimensions voisines proposés par d'autres constructeurs, cela pourrait signifier qu'il n'est pas nécessaire de trop se soucier de l'audibilité de l'offset dynamique pour les petits haut-parleurs de grave.

Il convient de rester prudent, par contre, pour le cas de haut-parleur déclenchant des offsets d'ordre de grandeurs plus importants (allant jusqu'au centimètre), les taux

1. un moteur 2'' est un moteur de haut-parleur pouvant accueillir une bobine de diamètre 2''

de distorsion produits pourraient alors devenir audibles. Si le test que nous avons réalisé peut a priori donner des résultats identiques (pas de différences audibles) dans le cas de ce haut-parleur en particulier, on ne peut donc pas envisager d'utiliser cette hypothèse dans le cas de tous les haut-parleurs, notamment des haut-parleurs de diamètre plus important ou à débattement plus important : il faudrait reconduire ce test pour ces classes de haut-parleurs. On pourrait également essayer de mener un test en filtrant les hautes fréquences des stimuli, pour que les fréquences hautes produites par le haut-parleur soit issues exclusivement de la distorsion harmonique et ne soit pas mélangées avec le reste du spectre des extraits à l'enregistrement, à condition de ne pas s'écarter du filtrage coupe-haut propre aux haut-parleurs de type caisson de basse.

Un autre aspect que le résultat du test perceptif démontre est la dimension quasi identique des deux haut-parleurs. La solution mise en œuvre pour contrer l'offset ne semble pas changer le comportement audible du haut-parleur en ce qui concerne l'aspect transitoire. En effet, l'équilibre spectral est changé mais a été compensé tout en gardant la phase intacte en prenant en compte les fonctions de transfert des deux systèmes.

On verra au chapitre 4.4 p. 69 que la solution mise en œuvre, en plus d'annuler l'offset, apporte d'autres bénéfices. Le fait que le comportement du haut-parleur modifié soit identique au classique en terme perceptif est un point très positif.

Chapitre 2

Recherche des causes

2.1 Familiarisation avec les non-linéarités

Les modèles classiques de simulation électroacoustique sont des approximations linéaires du comportement des transducteurs. Dans le système électro-mécano-acoustique qu'est le haut-parleur il existe trois grandes non-linéarités, des grandeurs généralement considérées comme invariantes, qui sont en réalité très dépendantes du déplacement de la membrane.

Le facteur de force, montré sur la figure 2.1 p. 38, dont la valeur maximale est indiquée dans les caractéristiques des haut-parleurs, varie énormément en fonction de la position de la bobine dans l'entrefer. En effet celui-ci diminue lorsque la bobine sort ou entre dans le moteur. Ce phénomène est lié aux fuites inévitables du flux magnétique B_r de l'aimant qui est concentré dans l'entrefer, que la bobine intègre. Si la bobine sort, les fuites à l'intérieur du moteur ne seront plus intégrées et la valeur résultante de $Bl(x)$ sera amoindrie. La figure 2.2 p. 39 montre une vue en coupe du moteur d'un haut-parleur, avec, représenté à l'aide de variations de couleurs, la densité du flux magnétique de l'aimant canalisé dans l'entrefer par les plaques de champ. On peut y observer les fuites. La partie encadrée en blanc est la partie du flux intégré par la bobine.

La raideur Kms , généralement considérée comme linéaire, comme s'il s'agissait d'un ressort parfait, se comporte en réalité de façon non-linéaire. Comme on peut le constater sur la figure 2.3 p. 40 celle-ci augmente avec l'excursion de la membrane, et est en fait la force de réaction de la suspension vis-à-vis du déplacement de la membrane. Plus la suspension, composée du spider² et du bord³, est étirée, plus sa raideur résultante augmente.

Pour un ressort parfait, la raideur Kms est considérée comme constante et la

2. suspension interne

3. suspension périphérique

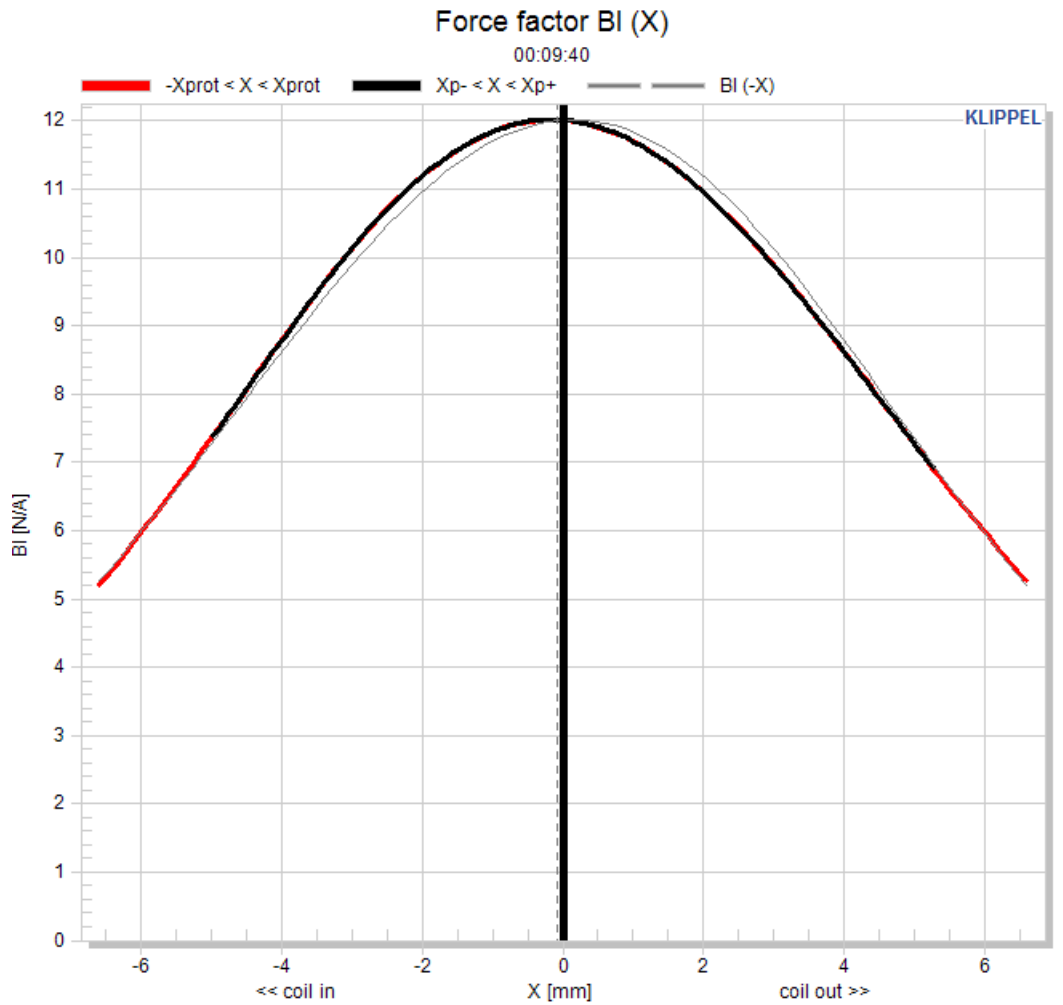


FIGURE 2.1 – Tracé du facteur de force $Bl(x)$ du haut-parleur classique en fonction de l'excursion.

force de rappel du ressort comme proportionnelle à la déformation imposée à ce ressort. S'agissant des membranes de haut-parleurs dans le cas de grandes excursions, on observe des forces de rappel qui ne dépendent plus linéairement de la déformation imposée au ressort, directement liée à l'excursion de la membrane, et on peut alors essayer de conserver le même modèle de ressort à condition d'intégrer l'écart de linéarité dans la raideur Kms , donc à considérer que la raideur Kms est maintenant une fonction de l'excursion. A partir de la mesure de la force de rappel et de l'excursion, on est donc en mesure de tracer la courbe de l'évolution de la raideur Kms en fonction de l'excursion (cf. figure 2.3 p. 40) et d'observer que la raideur augmente avec l'extension de la suspension.

L'inductance de la bobine dépend également de la position rentrée ou sortie de la

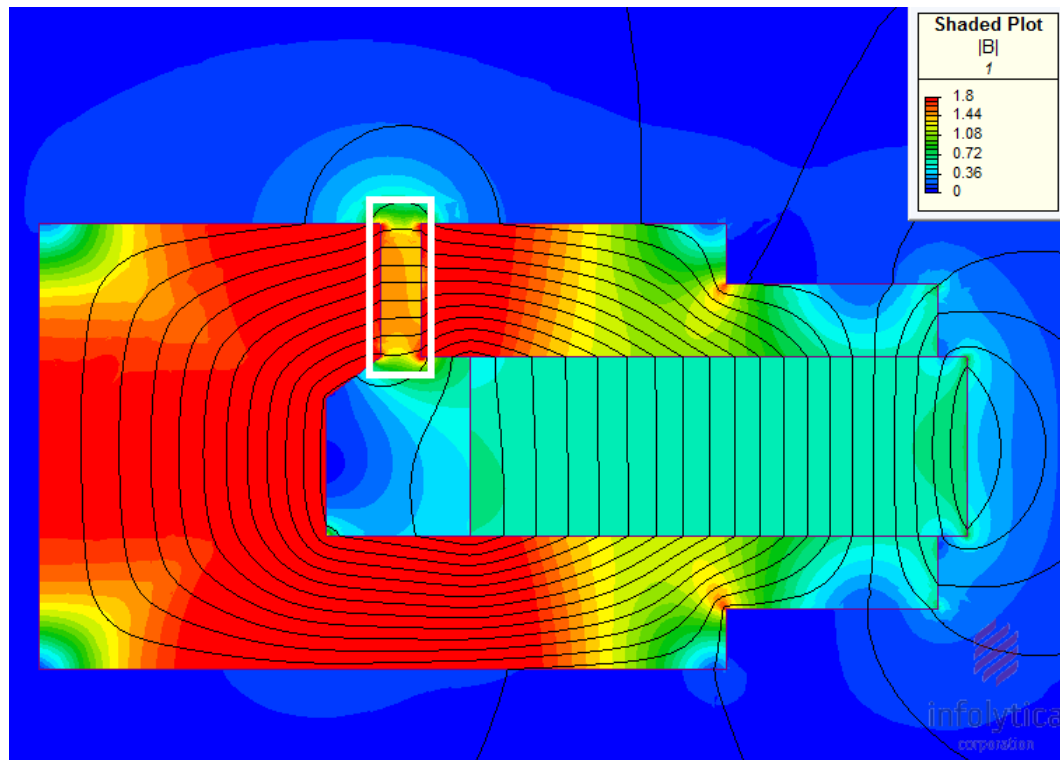


FIGURE 2.2 – Modélisation par éléments finis du flux magnétique dans l'entrefer.

bobine dans le moteur. Cependant l'effet de l'inductance $Le(x)$ sur l'offset dynamique est négligeable et ne sera pas à peu pris en compte dans le reste de ce mémoire.

Les signaux utilisés par le hardware DIS développé par Klippel pour ces mesures sont un ensemble de balayages, d'impulsions et de bruit filtrés, chacun générés en fonction de la non-linéarité à caractériser.

2.2 État des lieux

2.2.1 Les asymétries

Les causes principales de l'offset dynamique du haut-parleur citées dans la littérature proviennent des asymétries de non-linéarités [6] :

- asymétries de raideur $Kms(x)$;
- asymétrie de facteur de force $Bl(x)$;
- asymétrie d'inductance $Le(x)$.

En fonction de l'asymétrie dominante, l'offset dynamique aura un comportement

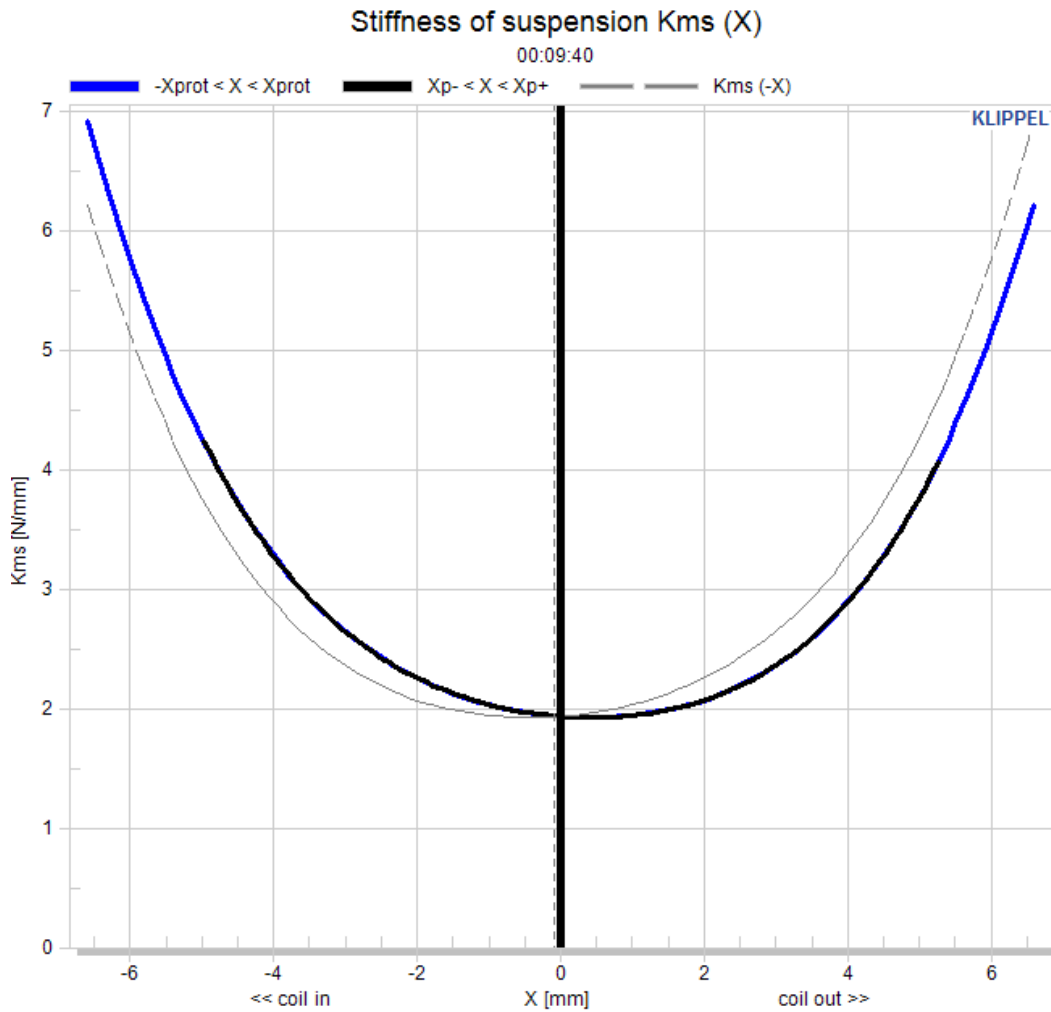


FIGURE 2.3 – Tracé de la raideur $Kms(x)$ du haut-parleur classique en fonction de l'excursion.

différent.

L'asymétrie de raideur $Kms(x)$ déclenche un offset situé à la fréquence de résonance du système masse-ressort que constitue le haut-parleur, en direction du pôle d'excursion présentant la raideur $Kms(x)$ la plus faible (cf. figure 2.5 p. 42 gauche)

L'asymétrie de facteur de force $Bl(x)$ entraîne un « auto-centrage » de l'équipage mobile au point de symétrie de la courbe de $Bl(x)$, en dessous de la fréquence de résonance f_s . Ce qui se traduit généralement par un léger offset régulier, inférieur à 1 mm, en dessous de f_s . L'offset s'annule totalement à f_s . Au-dessus de la fréquence

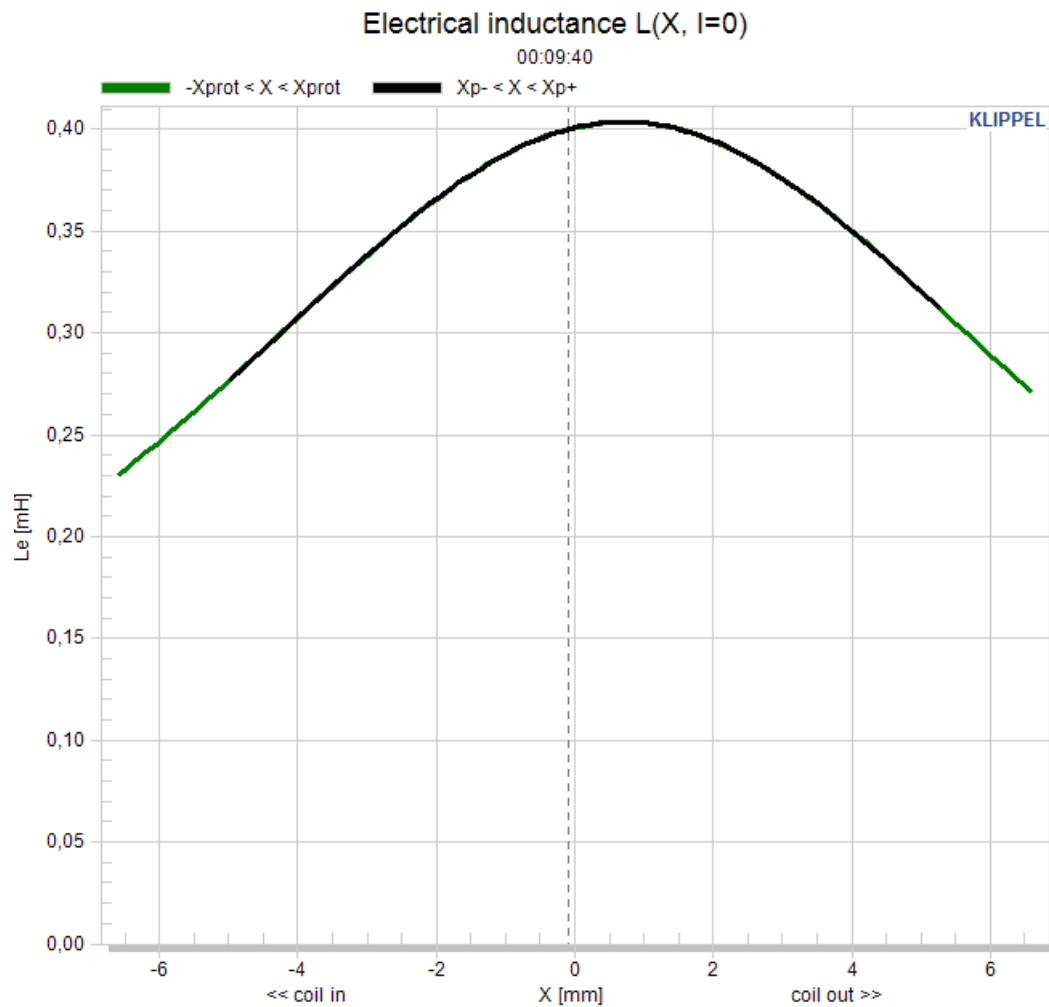


FIGURE 2.4 – Tracé de l'inductance $L_e(x)$ du haut-parleur classique en fonction de l'excursion.

de résonance, un important offset se déclenche, dans la direction vers laquelle la moyenne non nulle de l'excursion s'éloigne du $Bl(max)$. L'asymétrie de $Bl(x)$ déclenche les offsets les plus importants¹ (Voir figure 2.5 p. 42 centre).

L'asymétrie d'inductance $L_e(x)$ déclenche un offset en dessous et au-dessus de f_s , vers la plus haute inductance (voir figure 2.5 p. 42 droite). En ce qui concerne les haut-parleurs ayant une inductance de bobine $L_e(x)$ élevée et une induction B faible, la modulation de flux a un impact non négligeable sur le facteur de force $Bl(x)$. Nous

1. de l'ordre du centimètre pour les modèles de haut-parleurs les plus sensibles, ce qui peut entraîner des débattements à polarité unique

ne parlerons néanmoins plus de ce cas dans le reste du rapport.

Les offsets déclenchés par des asymétries de $Kms(x)$ et de $Le(x)$ sont généralement négligeables par rapport à l'offset de $Bl(x)$, mais peuvent y contribuer, positivement ou négativement. C'est-à-dire que les asymétries de raideur et d'inductance peuvent empirer ou atténuer un offset de facteur de force, selon leur direction par rapport à l'asymétrie de facteur de force. Elles peuvent également influencer le sens de déclenchement de l'offset si le facteur de force $Bl(x)$ est symétrique.

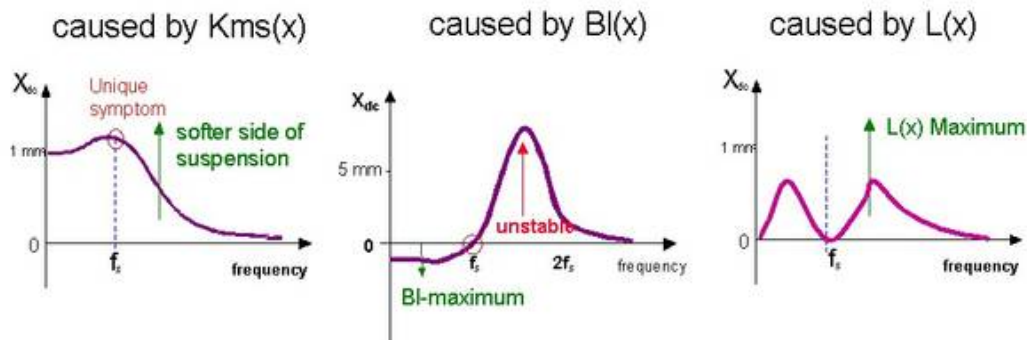


FIGURE 2.5 – Les différents cas d'offset dynamique tracés en fonction de la fréquence, selon Klippel.

2.2.2 Les facteurs technologiques

Outre les asymétries de non-linéarités, il existe une multitude de causes potentielles de déclenchement de l'offset, toutes liées aux limitations technologiques de conception des haut-parleurs électrodynamiques.

- les forces solénoïdales générées entre la bobine et le pôle central, dépendant de la position de la bobine et de la saturation du pôle central, peuvent causer un offset [7];
- l'effet de frein des courants de Foucault peut ajouter un amortissement dynamique [7];
- si le fer autour de la bobine est proche de la saturation cela peut modifier le point de fonctionnement du fer [8];
- certaines suspensions présentent une raideur moindre à 1,5 fois f_s qu'à f_s . Cependant cette affirmation n'a pas été vérifiée lors de la consultation de la base de données de caractéristiques des haut-parleurs chez PHL Audio. En effet la raideur est censée augmenter avec la fréquence, jusqu'à atteindre sa valeur constante.

2.2.3 Les mécanismes de distorsion dans le moteur électrodynamique

L'équation 2.1 décrit la force de poussée d'un haut-parleur à bobine mobile :

$$F = Bl.I.\cos(\omega.t) + \frac{1}{4}.I^2.\frac{\delta L_e}{\delta x}.(1 + \cos(2.\omega.t)) \quad (2.1)$$

Avec :

Bl : le facteur de force ;

I : l'intensité du courant ;

ω : la pulsation ;

L_e : l'inductance ;

t : le temps ;

La partie $\frac{1}{4}.I^2.\frac{\delta L_e}{\delta x}.(1 + \cos(2.\omega.t))$ de l'équation 2.1 p. 43 correspond à la distorsion de Cunningham contenant la composante continue et les harmoniques du deuxième ordre [8].

Au-dessus de la fréquence de résonance, lorsque le système est contrôlé par la masse¹, la composante accélération est en opposition de phase avec le courant d'entrée. Pour un $B_l(x)$ non linéaire (variant en fonction de la position de la bobine) et asymétrique (plus fort à l'intérieur du moteur) lorsque le courant augmente, la bobine se déplace vers le bas, et entre donc dans un champ plus fort, donc la force de rappel s'opposant au déplacement est forte, réduisant l'amplitude du déplacement vers le bas, et projetant ainsi plus vite la bobine vers le haut. Lorsque le courant s'inverse, la bobine se déplace dans un champ moins puissant et la force de rappel diminue, augmentant l'amplitude du déplacement vers le haut. La bobine a donc été déplacée vers le champ le plus faible. Cette instabilité provient du champ de fuite du flux radial de l'aimant B_r qui n'est concrètement jamais symétrique, et qui entraîne via son intégration un $B_l(x)$ non linéaire [9]. Ce paragraphe est une description de l'effet dit « jump out », constaté pour les offsets dynamiques déclenchés par une asymétrie de facteur de force $B_l(x)$. Il explique qu'une fois l'offset initié, il ne peut qu'évoluer rapidement vers son pire état, limité par la raideur de la suspension.

1. modèle masse-ressort

Il explique aussi le phénomène décrit dans la partie « Expérimentation » de ce rapport.

Une fois la bobine sortie, lors de la diminution de la tension d'entrée, le cône ne suit pas la même trajectoire pour revenir au point milieu : il y a une latence [9]. Ces « jump outs » sont des artefacts de tension constante plutôt que d'excitation en puissance constante [7].

2.2.4 L'offset de $Bl(x)$

Considérons l'impédance motionnelle électrique :

$$Z_{em} = \frac{Bl^2}{Z_{mt}} \quad (2.2)$$

avec :

Z_{mt} : l'impédance mécanique totale du système, c'est-à-dire la résistance et la réactance de la suspension ainsi que la charge d'air sur le diaphragme [9].

A f_s , lorsque la bobine se déplace vers les pentes de $Bl(x)$, la force de poussée diminue proportionnellement au flux, et l'impédance motionnelle électrique diminue de façon quadratiquement proportionnelle. Quatre fois plus de courant est donc appelé par la bobine lorsque celle-ci se trouve dans les zones de champ faible, doublant ainsi la force de poussée nette, malgré le flux inférieur. De ceci découle un profil de courbe en M concernant la force de poussée à f_s , dont les lobes vont diminuer lorsque l'on s'éloigne de la fréquence de résonance (passant par une zone à plateau). Ce profil en M (voir figure 2.6 p. 45) oblige la bobine à se centrer à f_s . Lorsque l'on s'est assez éloigné de f_s , et que $Bl(x)$ présente à nouveau des pentes, la bobine est à nouveau susceptible de se décentrer [9]. On suppose donc qu'à 1,5 fois f_s les lobes ont assez diminué et le débattement est assez important pour « entamer » les pentes de $Bl(x)$, et donc qu'il y ait l'apparition d'un offset dynamique important. Nous n'avons cependant pas réussi à vérifier cette hypothèse lors des simulations.

2.2.5 Le fluage

Il est possible que la sensibilité d'un spider au fluage¹ puisse faire qu'une suspension permette l'apparition d'un offset dynamique. Lorsqu'on excite la suspension avec un signal alternatif ayant une amplitude pic-à-pic X , la raideur $Kms(x)$ à la position de repos $x = 0$ va dépendre du déplacement crête X précédent. Pour de

1. déformation due à une pression constante appliquée pendant une période de temps plus ou moins importante

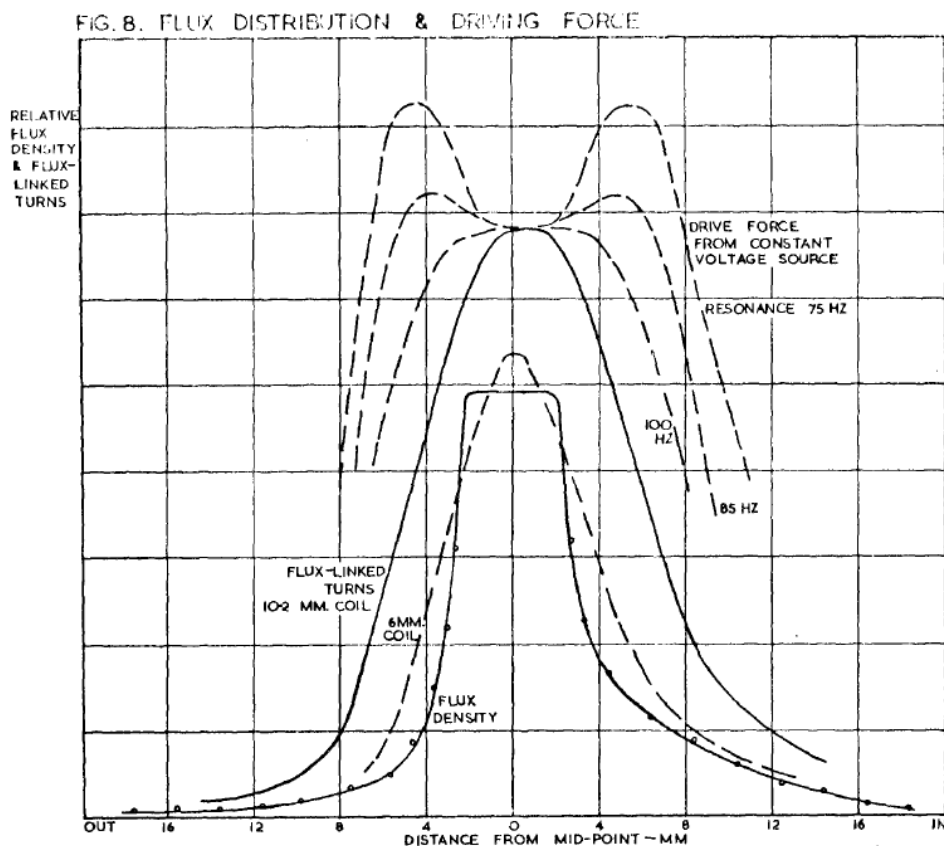


FIGURE 2.6 – Facteur de force en M à 1,5 fois f_s [9].

grandes amplitudes l'étirement des rouleaux de corrugation (voir figure 2.7 p. 46) du spider va causer une déformation temporaire de sa structure fibreuse et rendre la suspension plus souple à des amplitudes moyennes. Cependant ce genre de déformation est réversible. Elle subsiste uniquement pendant plusieurs périodes du signal alternatif et se rétablit après quelques secondes [10]. La raideur d'une suspension classique baisse avec la fréquence, à tension égale (à peu près de la même manière qu'elle diminue avec une excursion croissante à fréquence égale) [11].

2.2.6 Les interactions

Dans le cas de l'association d'un $Bl(x)$ symétrique à un profil de spider présentant une asymétrie, il y a génération d'une force à moyenne non nulle, c'est-à-dire un offset. Ceci est dû au fluage de la suspension qui va décaler la bobine. Cet offset peut être de l'ordre de 14 mm pour une suspension très asymétrique [10]. Une structure motrice

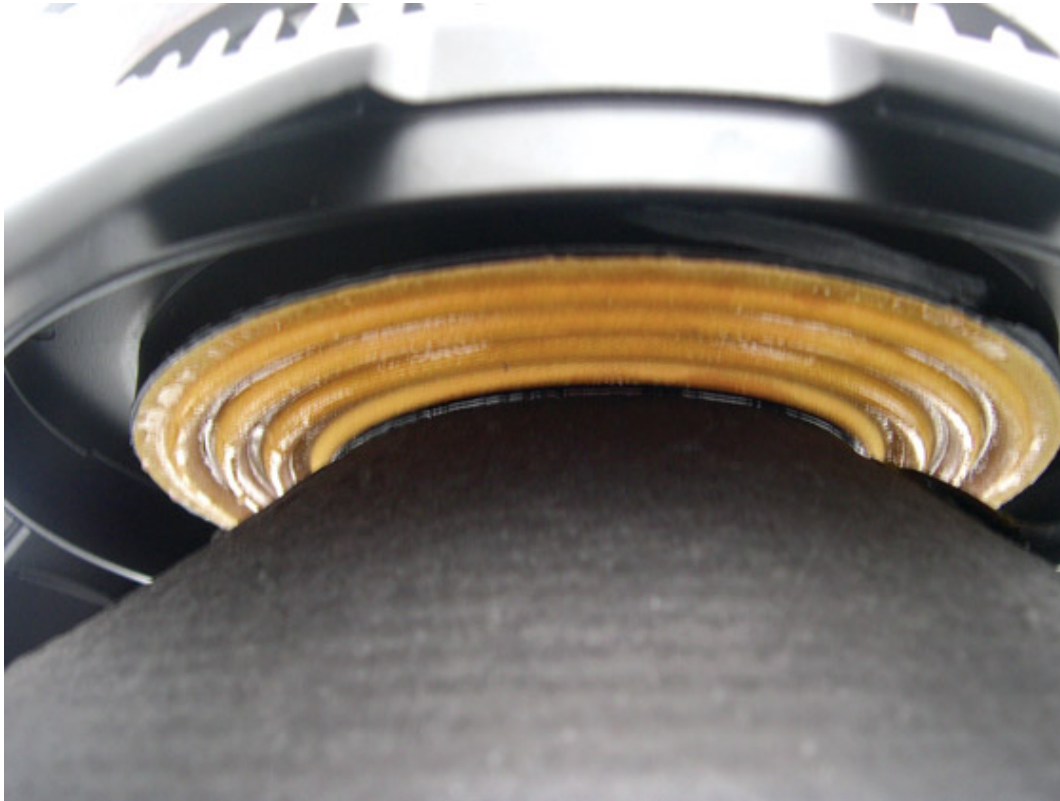


FIGURE 2.7 – Rouleaux de corrugations d'un spider.

non linéaire optimisée pour le facteur de force maximal (en général $Bl(x = 0)$) associée à une suspension mécanique souple diminuant la fréquence de résonance pour plus de débattement en basse fréquence est fortement susceptible de produire de l'offset dynamique [12]. Un haut-parleur de grave avec un petit diamètre et une suspension souple à grande excursion également [9].

2.3 Expérimentation : le cas du facteur de force

Afin de cerner physiquement la signification de l'offset dynamique nous avons remonté un banc d'essai d'offset appartenant à PHL Audio.

2.3.1 Description du banc

Le banc consiste en un moteur néodyme et une bobine rattachée à un support en bois faisant office de membrane. Les ressorts visibles sur la figure 2.8 p. 47 remplacent les suspensions. Des bornes permettent de connecter la bobine à un amplificateur de puissance et de lui envoyer un signal test.

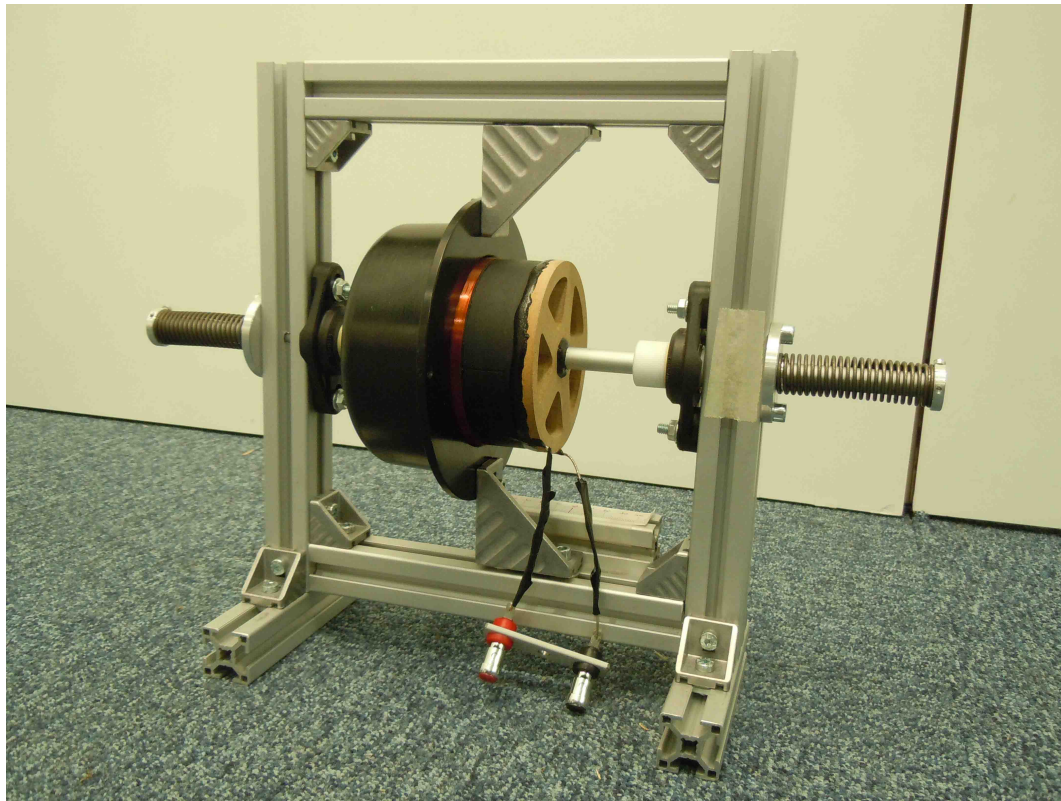


FIGURE 2.8 – Le banc d’essai d’offset de PHL Audio.

2.3.2 Observations

Les premiers essais sur le banc ont été effectués sans les ressorts ce qui revient à utiliser un haut-parleur sans ses suspensions. Nous avons pu constater la stabilité de la bobine vibrant dans l’entrefer, lorsque celle-ci était parfaitement positionnée avant excitation. En appliquant une légère pression sur l’équipage mobile, on observe alors un glissement de la bobine vers l’intérieur ou l’extérieur, selon le sens de la pression, jusqu’à son éjection hors du flux de l’entrefer. Cela laisse penser que la bobine « glisse » sur les pentes du facteur de force non linéaire, jusqu’à être éjectée lorsque la force de rappel n’est plus suffisamment grande. C’est ce même phénomène qui est à l’origine des « jump outs » et qui est décrit dans la partie « Recherche des causes » de ce mémoire. En rajoutant les ressorts, on observe une augmentation logique de la stabilité du système. Cependant, pour de grandes excursions (donc des signaux d’excitation importants), le phénomène de « jump outs » apparaît systématiquement et de façon très prononcée. Cela est sûrement lié aux grandes asymétries que présente ce banc d’essai.

2.4 Énumération des causes

On a pu voir, dans le chapitre précédent, que l'on trouve dans littérature une multitude d'hypothèses sur l'origine de l'offset dynamique des haut-parleurs, sans pour autant en expliquer vraiment la cause. Afin de pouvoir contrer le phénomène et les artefacts qu'il produit il faut parfaitement le comprendre. Étant donné la quantité de causes éventuelles trouvées lors de la recherche bibliographique, nous avons choisi de ne sélectionner que certains des aspects évoqués, afin de se concentrer sur ceux-ci, en jugeant de la pertinence explicative des phénomènes, ainsi qu'en se basant sur la recherche bibliographique et surtout sur l'expérience de mon directeur externe de mémoire, qui s'est penché sur le phénomène longtemps avant mon arrivée chez PHL Audio.

Les pistes sélectionnées pour la suite de cette étude sont les asymétries de facteur de forces $Bl(x)$ et de raideur $Kms(x)$. La non-linéarité de l'induction $Le(x)$ est négligée à partir de ce point, étant donnée sa faible influence. Une piste qui ne provient pas de la recherche bibliographique mais issue de la réflexion de mon directeur externe est l'influence de la pente de la non-linéarité du facteur de force $Bl(x)$. Cette idée provient des observations faites sur le banc d'essai d'offset sans ressort, lorsque l'on peut observer le phénomène de glissement de la bobine sur la pente de $Bl(x)$. La sensibilité au fluage des haut-parleurs était également un axe de réflexion non négligé pour d'éventuels tests expérimentaux. En effet, la sensibilité au fluage peut se traduire par une dépendance de la raideur à l'excursion à l'instant précédent, et donc une variation de la force de rappel. Comme nous avons exploré cette piste sans succès, celle-ci ne sera donc plus évoquée dans ce mémoire. Le dernier axe de recherche envisagé dépend des précédents et concerne l'interaction entre les mécanismes non linéaires du système électro-mécano-acoustique constitué par le haut-parleur. En effet, il est très intéressant de se pencher sur l'interdépendance des paramètres à la tendance au déclenchement de l'offset dynamique, car un paramètre peut devenir déterminant lorsqu'il est associé à un autre, alors que lorsqu'il est considéré tout seul celui-ci ne donne pas de résultat significatif.

Chapitre 3

Étude par simulation

Dans la suite on utilise les notations suivantes :

f_s : fréquence de résonance,

f_{dc} : fréquence d'offset maximale,

X_{dc} : excursion à f_{dc} ,

Bl_{max} : valeur maximale de $Bl(x)$,

$Bl(X_{dc})_{min}$: valeur minimale de $Bl(x)$ pour l'excursion X_{dc} .

Les simulations présentant l'évolution discrète d'un paramètre² ont été effectuées dans l'optique d'obtenir un débattement identique pour chaque cas à la fréquence d'offset du cas le plus sensible au phénomène. L'offset étant dépendant de l'excursion et de la fréquence, ce choix nous apparaît être le plus judicieux³.

Les simulations ont été, dans la majorité des cas, exécutées avec des non-linéarités de $Bl(x)$ et de $Kms(x)$. En effet, les configurations considérant une seule des non-linéarités s'éloignaient trop de la réalité (apparition d'effet « jump outs » irréaliste) et étaient donc peu crédibles pour mettre en exergue des tendances réelles.

L'utilisation de formes géométriques simples a été considérée pendant un temps pour les allures des non-linéarités et rapidement éliminée car celles-ci faisaient apparaître un offset en contrôle de masse⁴ ainsi que des « jumps outs » très importants, sûrement dus aux changements instantanés de pente, physiquement impossibles.

2. cf. description du moteur de simulation, partie 3.7

3. certains paramètres faisant varier sa fréquence d'apparition

4. état de fonctionnement du système masse ressort en étant excité au dessus de la fréquence de résonance

Toute l'étude simulée a été effectuée à partir de la modélisation d'un haut-parleur de diamètre 62 cm et de fréquence propre 42 Hz. Nous avons effectué ce choix car c'est un haut-parleur très sensible à l'offset dynamique

3.1 Asymétries

Si on se base sur l'étude bibliographique, le facteur déclencheur principal de l'offset dynamique du haut-parleur semble être l'asymétrie du facteur de force non linéaire $Bl(x)$. En effet, c'est le facteur qui déclenche l'offset le plus important et le plus rapidement. Il a donc constitué le premier axe étudié pendant les simulations.

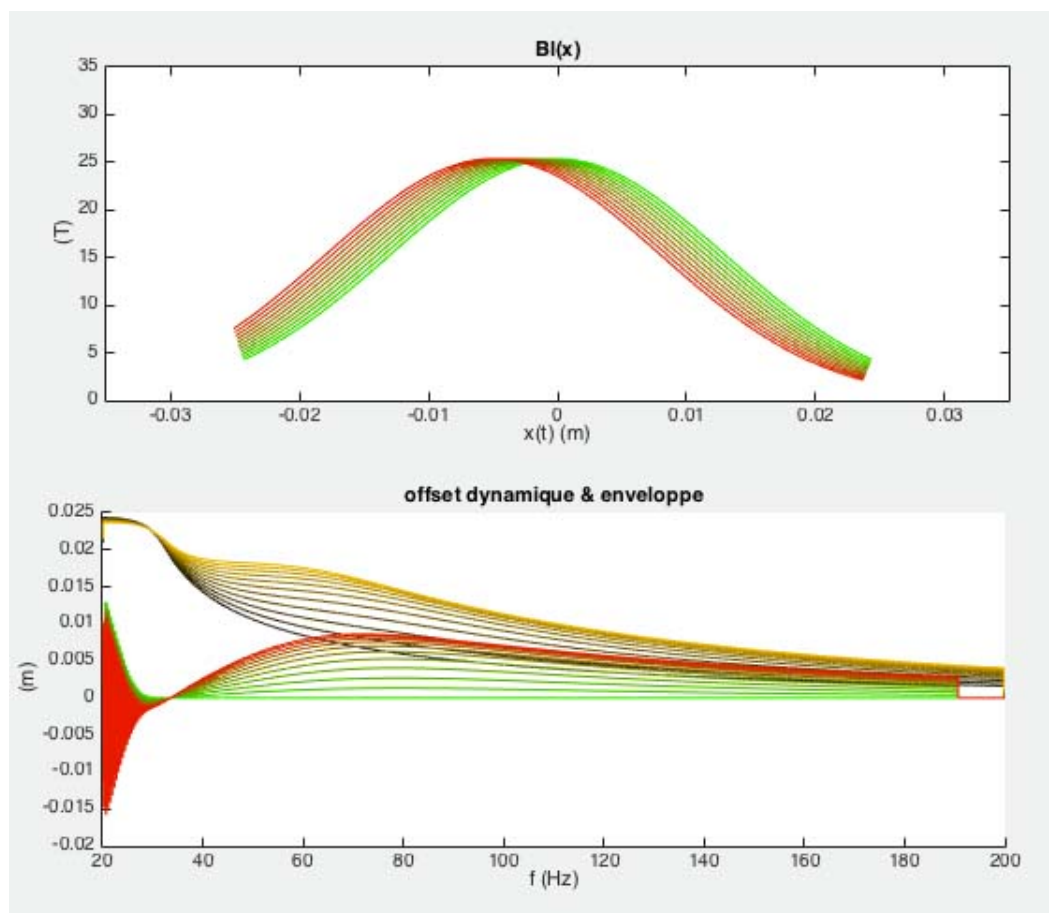


FIGURE 3.1 – Asymétrie de $Bl(x)$, de 0 mm à 5 mm, pas de 0,5 mm.

On peut voir sur la figure 3.1 p. 50 l'asymétrie de $Bl(x)$ qui varie en direction de la polarité négative de l'excursion. Plus la courbe $Bl(x)$ en fonction du déplacement $x(t)$ est rouge, plus l'asymétrie est importante. La courbe « offset dynamique et enveloppe » nous montre deux choses. Premièrement, la composante continue pour

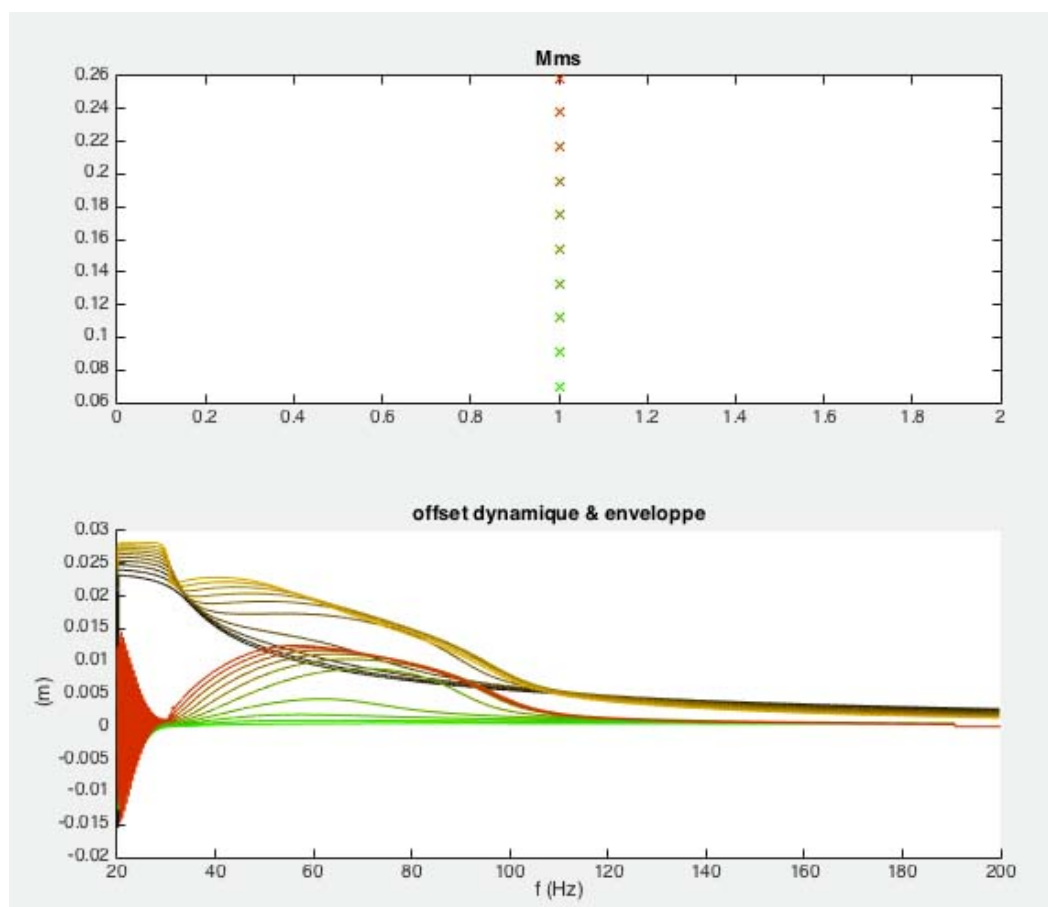


FIGURE 3.2 – Variation de Mms (de $\frac{Mms}{2}$ à $2.Mms$).

le déplacement en fonction de la fréquence, qui va du vert au rouge ; deuxièmement, l'enveloppe de l'excursion maximale positive en fonction de la fréquence, qui va du noir au jaune. On constate qu'il est évident que plus l'asymétrie est grande, plus l'offset dynamique est important. A noter également que la valeur maximale de l'offset dynamique est obtenue pour 1,5 fois la fréquence de résonance, comme cela avait été constaté de façon empirique.

3.2 Les paramètres linéaires

On peut voir à l'aide des courbes des figures 3.2 p. 51, 3.3 p. 52 et 3.4 p. 53 que le seul paramètre linéaire qui a une influence notable sur le déclenchement et l'ampleur de l'offset dynamique est la masse mobile Mms . En effet, moins la membrane est lourde, moins l'effet « jump out » sera, et moins la membrane a d'inertie moins le système est sujet à l'offset. On constate qu'une variation de la résistance au courant

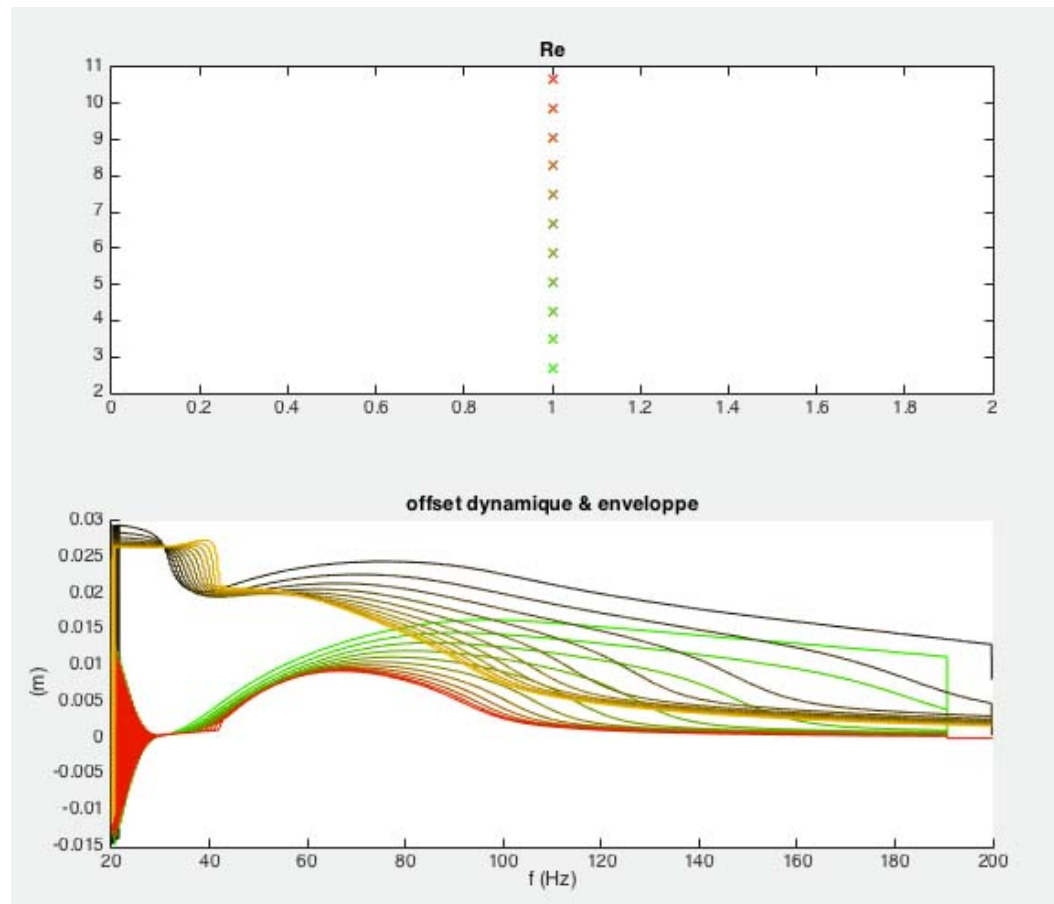


FIGURE 3.3 – Variation de Re (de $\frac{Re}{2}$ à $2.Re$).

continu Re peut amplifier l'offset mais jamais l'atténuer.

3.3 Combinaison d'asymétries

Les figures 3.5 p. 54 et 3.6 p. 55 présentent des simulations prenant en compte des combinaisons de non-linéarités de $Bl(x)$ et de $Kms(x)$.

L'asymétrie de $Kms(x)$ opposée à l'asymétrie de $Bl(x)$ tend à amplifier l'offset lié à l'asymétrie de $Bl(x)$. En effet, une asymétrie de $Bl(x)$ négative provoque un offset positif, ceci associé à une asymétrie de $Kms(x)$ positive empêche la bobine d'atteindre des valeurs de $Kms(X_{dc})_{max}$ élevées en excursion positive et donc amplifie l'offset.

Par effet inverse, une asymétrie de Kms vers la même polarité que l'asymétrie de $Bl(x)$ atténue l'offset. Pour avoir une compensation efficace, l'asymétrie de $Kms(x)$ doit être égale à au moins deux fois l'asymétrie de $Bl(x)$. Cette asymétrie

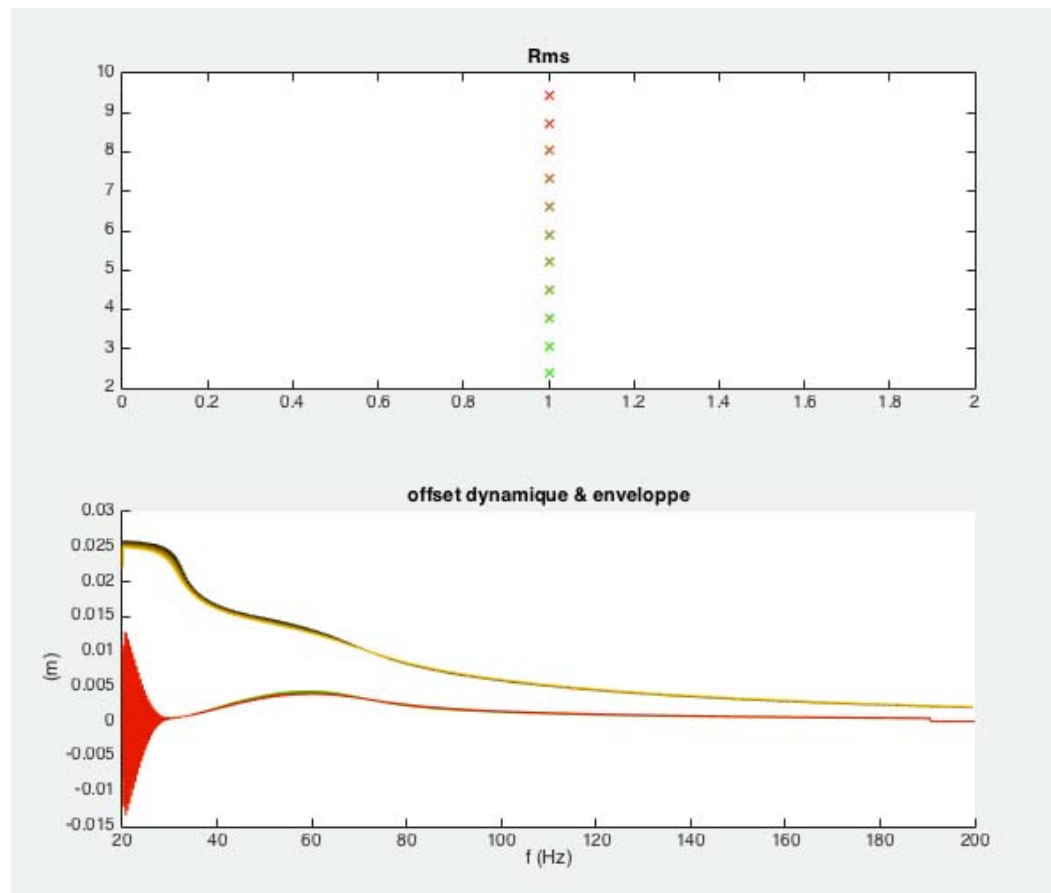


FIGURE 3.4 – Variation de Rms (de $\frac{Rms}{2}$ à $2.Rms$).

va cependant déclencher un offset en contrôle de raideur¹.

L'asymétrie de $Kms(x)$ dans le cas d'un $Bl(x)$ parfaitement symétrique va déclencher un offset moins important que dans le cas d'un $Bl(x)$ asymétrique associé à un $Kms(x)$ parfaitement symétrique (comme sur la figure 3.1 p. 50).

3.4 Bl_{max}

La figure 3.7 p. 56 montre qu'une valeur faible de Bl_{max} si elle favorise le déclenchement de l'offset, reste néanmoins sans grande influence.

¹. état de fonctionnement du système masse ressort en étant excité en dessous de la fréquence de résonance

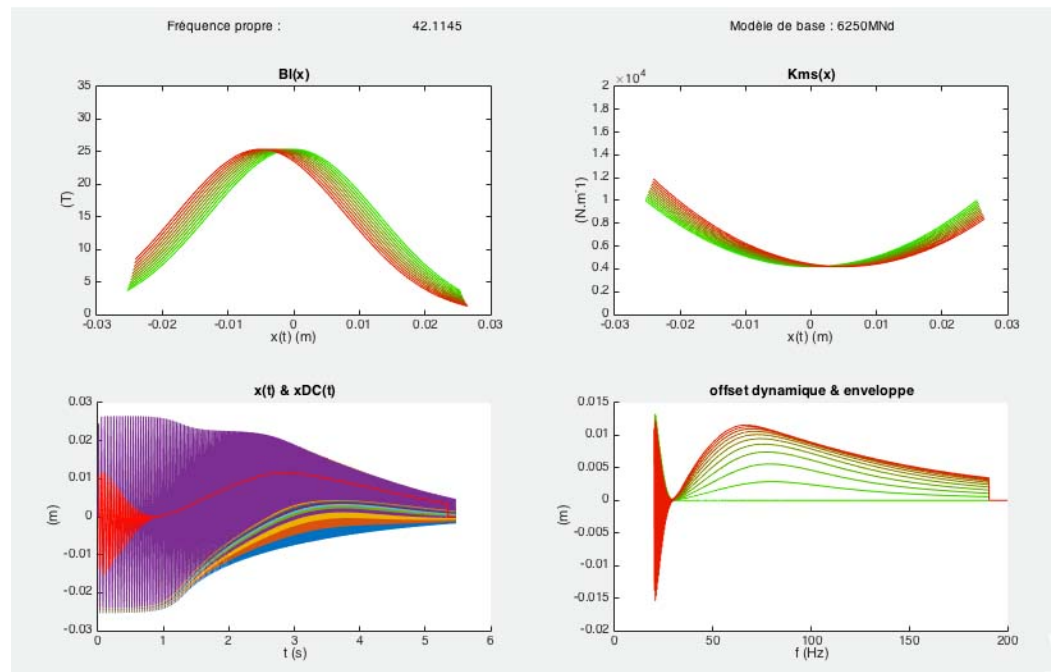


FIGURE 3.5 – Asymétrie de $Kms(x)$ & $BI(x)$ opposée, pas 0,5 mm, max 5 mm.

3.5 Les critères de stabilité

L'étude à l'aide des simulations a permis de faire émerger plusieurs critères de stabilité qui ne sont pas publiés dans ce mémoire pour cause de confidentialité. Ceux-ci ont permis la conception du haut-parleur résistant à l'offset (cf. partie 4.4).

3.6 Étude de l'inter-modulation et de la compression des fréquences graves

Pour la simulation de la figure 3.8 p. 57 seul un sweep est utilisé comme signal d'excitation, afin d'obtenir des ordres de grandeur de référence. Le modèle de haut-parleur utilisé pour cette étude est celui du haut-parleur classique utilisé pour les tests perceptifs. En effet, cette étude s'intéresse à la compréhension du déclenchement de l'offset dynamique du haut-parleur, ses effets, et également de ce qui est susceptible de l'empêcher. Il était très important de maîtriser le plus d'aspects physiques possibles avant d'enregistrer les signaux allant servir aux tests perceptifs.

Pour la simulation présentée en figure 3.9 p. 58 le signal d'excitation est la somme d'un sweep et d'un sinus à fréquence fixe. La simulation est effectuée plusieurs fois avec différentes fréquences fixes de sinus. On observe l'effet du sinus à fréquence fixe

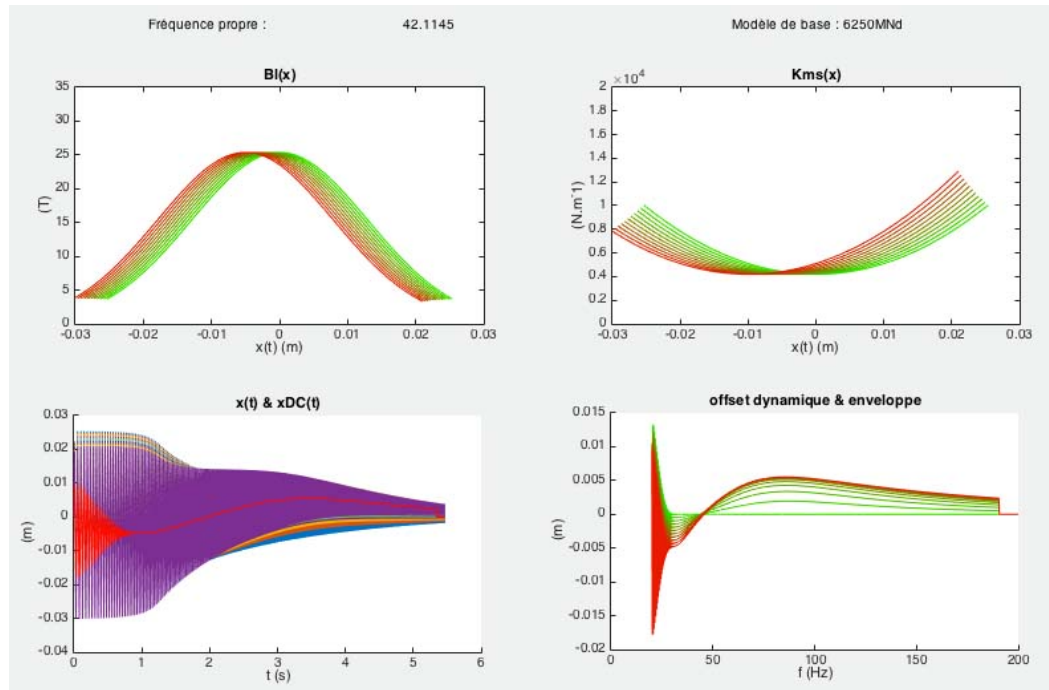


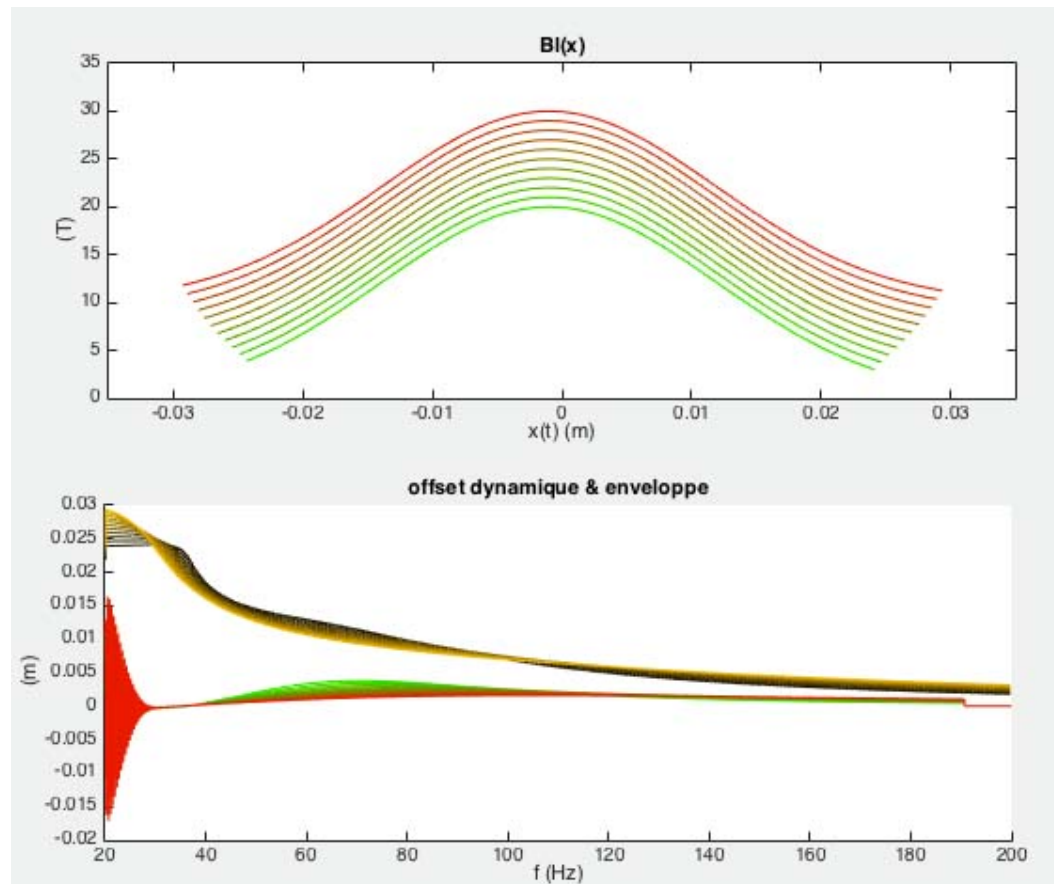
FIGURE 3.6 – Asymétrie de $Kms(x)$ & $Bl(x)$ en polarité identique, pas $Bl(x)$: 0,5 mm, max 5 mm ; pas $Kms(x)$: 1 mm, max 10 mm.

sur le comportement de l'offset dynamique ainsi que la pression acoustique résultante à 1 m.

On peut constater sur les figures 3.9 p. 58 et 3.10 p. 59, dont les simulations vont du rouge au vert, que l'ajout d'une composante sinusoïdale d'amplitude importante et de fréquence inférieure à celle de la fréquence de déclenchement de l'offset va empêcher l'offset dynamique de se déclencher en imposant un débattement symétrique au haut-parleur. Lorsque cette fréquence ajoutée augmente et se rapproche de la fréquence d'offset, l'inter-modulation va favoriser l'offset, et même l'accentuer une fois la fréquence d'offset atteinte¹. Ceci va aussi empêcher le haut-parleur de retourner en fonctionnement symétrique, ce qui se traduit par un décalage sur toute la bande de fréquences². Si la fréquence d'inter-modulation est suffisamment supérieure à la zone d'offset, on se rapproche du comportement de l'offset dynamique lors du sweep classique, sans inter-modulation, avec néanmoins un offset accentué si la composante d'inter-modulation impose un grand débattement.

1. a tension égale : 40 V pour sweep et 40 V pour le sinus, l'accentuation connaît un facteur 2, mais également pour un sinus à 37 V (soit -6 dB par rapport au sweep) pour obtenir 40 V lorsque le sweep et le sinus sont en phase à fréquence égale

2. soit un offset presque statique et non plus dynamique

FIGURE 3.7 – Variation de Bl_{max} .

Conclusion pour les tests perceptifs : il faut prêter attention à l'inter-modulation due aux fréquences inférieures à f_{offset} puisque celle-ci peut empêcher l'offset de se déclencher. Un signal audio dont les composantes fréquentielles fondamentales sont dans la zone d'offset va fortement favoriser le déclenchement de l'offset.

Supposition : l'offset dynamique n'entraîne pas de compression des fréquences graves étant donné que celle-ci survient généralement en-dessous de f_s , pour des débattements très importants du haut-parleur. En effet, on a vu qu'à ces fréquences le système est stabilisé et l'offset ne peut pas se déclencher. Pour des signaux dont les fréquences fondamentales sont situées aux alentours de f_{offset} , les débattements ne sont plus assez importants pour faire apparaître de la compression. En effet, pour faire apparaître de la compression, il faut envoyer des tensions irréalistes qui résultent en des niveaux en dB_{SPL} ¹ démesurés.

1. Sound Pressure Level

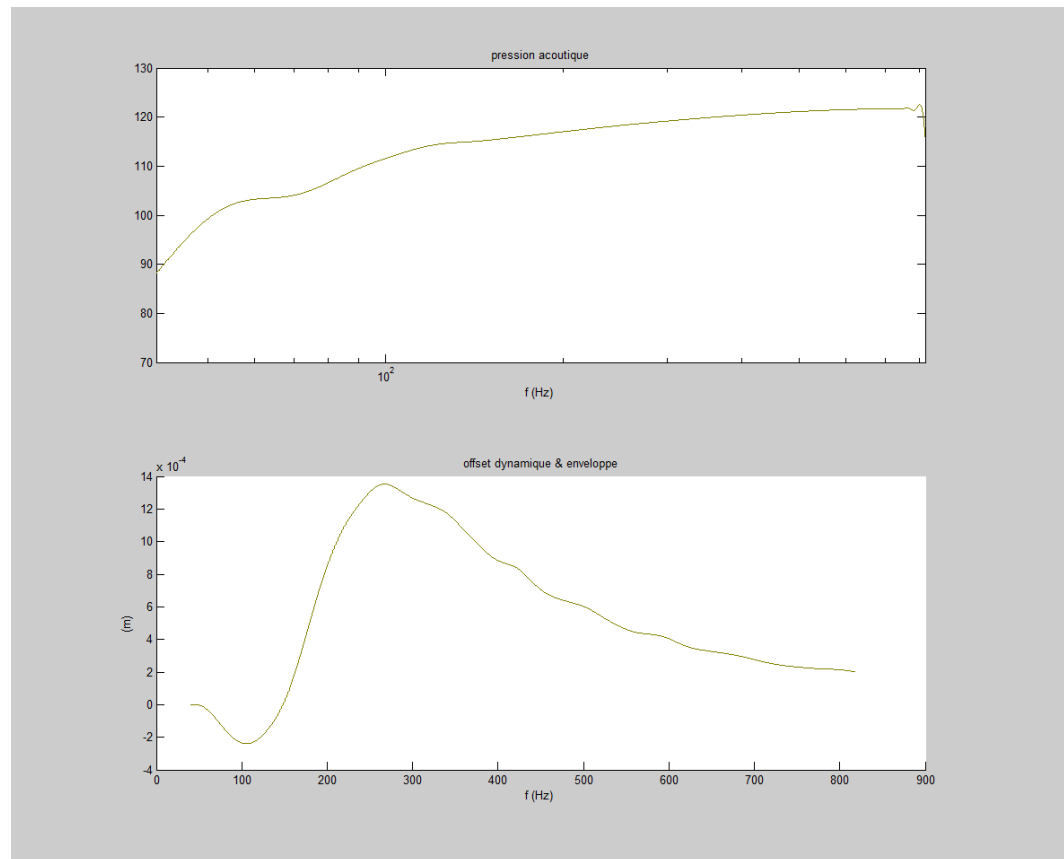


FIGURE 3.8 – Niveau de pression et offset dynamique. Signal d'excitation : sweep sans intermodulation à 40 V.

La compression et la génération d'harmoniques sont moins importantes en dessous de f_s pour le haut-parleur anti-offset, mais cela est dû à la technologie de la bobine¹ et non à l'offset dynamique.

Pour les simulations présentées sur les figures 3.11 p. 63 et 3.12 p. 61 un sweep additionné à une composante continue a été utilisé comme signal d'excitation. Pour un sweep avec composante continue (afin de forcer l'offset), on constate certains effets sur la réponse en fréquences dans les fréquences graves. En effet, on observe une compression des fréquences graves en dessous de f_s , due aux débattements importants qui vont étirer la suspension et résulter en un $Kms(x)$ très élevé. L'offset dynamique de $Bl(x)$ ne se déclenche cependant pas en dessous de f_s en temps normal. On constate aussi que les excursions importantes en dessous de f_s ont tendance à stabiliser l'équipage mobile et à empêcher l'offset de se déclencher, en agissant comme un filtre passe-haut anti-composante continue. On constate de plus un phé-

1. cf. partie 4.3

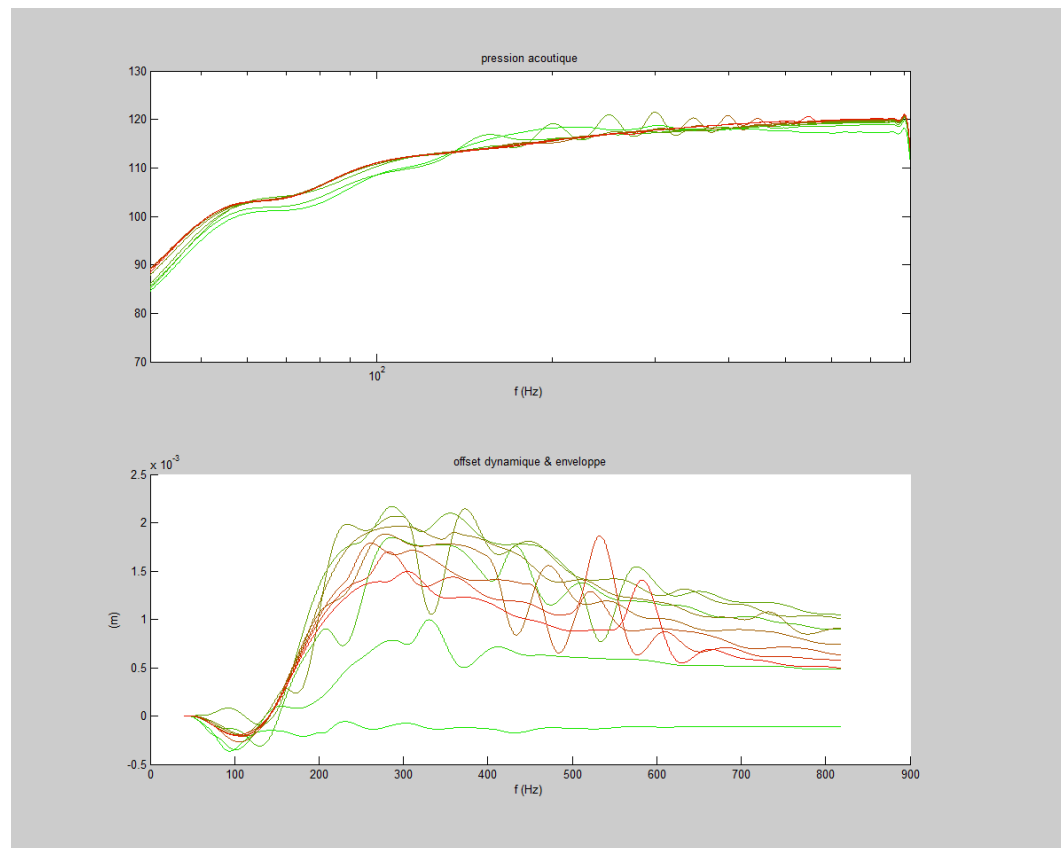


FIGURE 3.9 – Niveau de pression et offset dynamique. Signal d’excitation : sweep et sinus pur allant de 100 Hz à 550 Hz par pas de 50 Hz à 34 V.

nomène plus inattendu : les limites de raideur n’étant plus atteintes au-dessus de f_s , on observe une amplification de la pression acoustique. Et ceci sur la plage allant de f_s jusqu’au fonctionnement en contrôle de masse¹. On peut supposer que ceci est dû à une force de rappel de la suspension en quadrature de phase avec la tension, plus importante à cause de l’offset, qui va résulter en des excursions plus importantes à tension sinusoïdale équivalente et donc une pression acoustique plus importante. Une fois en contrôle de masse, la pression acoustique chute et ce car le facteur de force dépendant du déplacement $Bl(x)$ est plus faible si l’équipage mobile est désaxé et donc éloigné du facteur de force maximum $Bl(x)_{max}$.

Pour cette même simulation avec des signaux d’excitation moindres, figures 3.13 p. 62 et 3.14 p. 63, les mêmes phénomènes sont observés à l’exception de la compression des basses fréquences en dessous de f_s , et ce car les limites de raideur amenant à une compression ne sont pas atteintes.

1. fonctionnement du système masse-ressort au-dessus de la fréquence de résonance

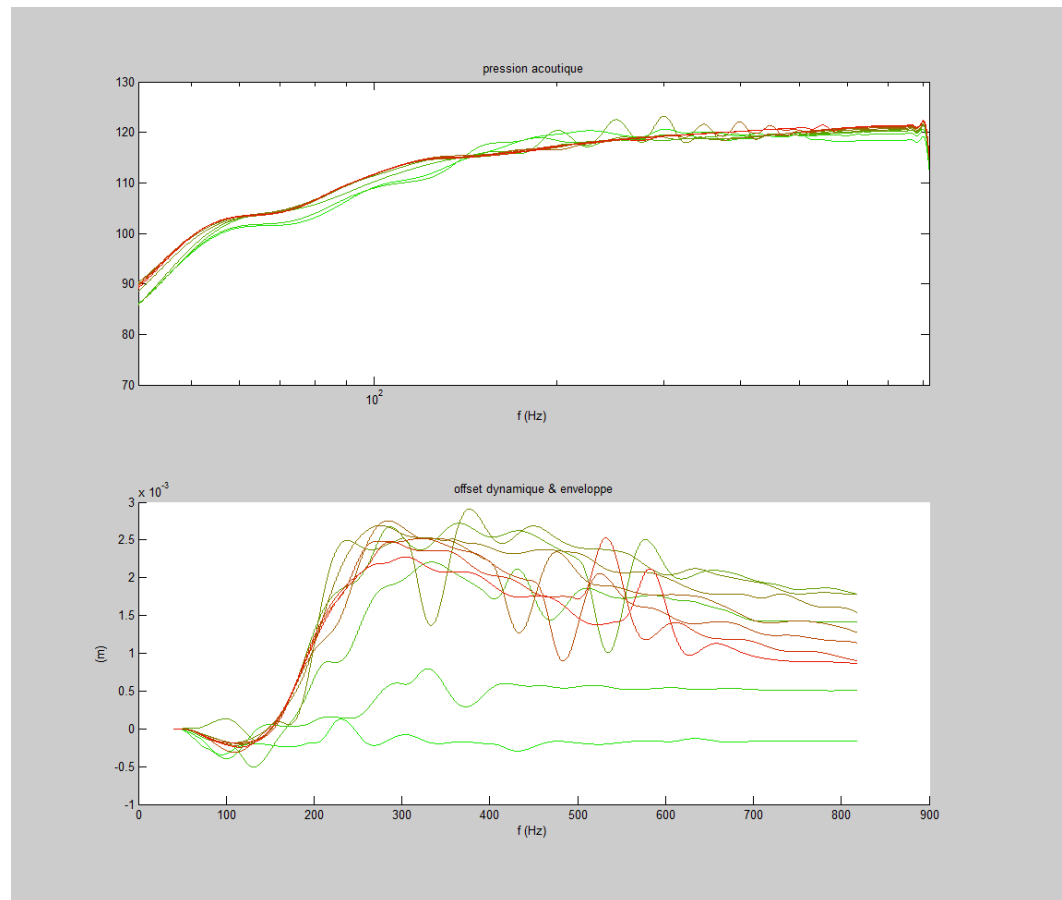


FIGURE 3.10 – Niveau de pression et offset dynamique. Signal d'excitation : sweep et sinus pur allant de 100 Hz à 550 Hz par pas de 50 Hz à 40 V.

On peut donc conclure de cette étude que l'offset dynamique n'entraîne pas une compression des basses fréquences mais peut, au contraire, s'il se déclenche, amener à des pressions acoustiques plus élevées au-dessus de f_s , car il entraîne des excursions plus importantes.

Ces constatations conduisent à des ouvertures, pistes d'interprétations possibles qui pourraient constituer de futurs axes de recherche. En effet, les phénomènes observés peuvent tirer leurs origines de plusieurs comportements physiques. L'énergie potentielle élastique à stocker est plus faible dans un cas d'offset, ce qui conduit à une sensibilité à l'offset dynamique accrue. Le Bl inférieur est amplifié, ce qui fait augmenter le Q_{ts} . L'offset entraîne également une diminution du Kms et ainsi du fluage.

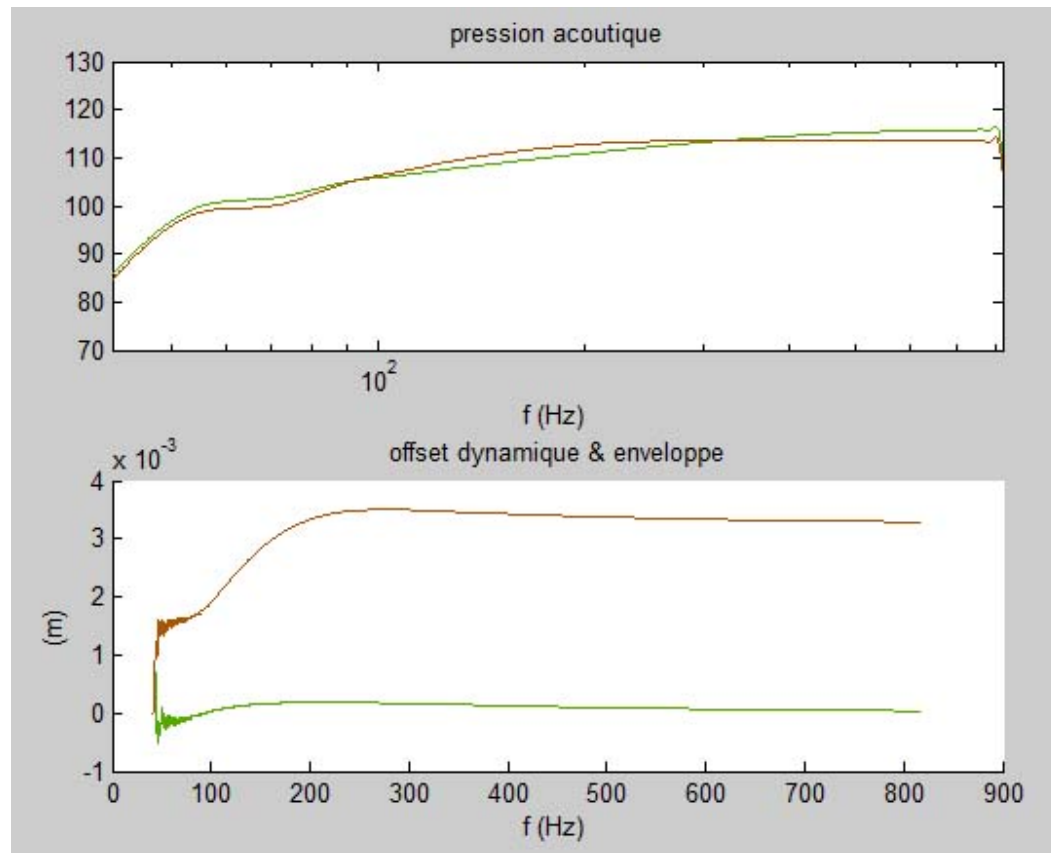


FIGURE 3.11 – Pression acoustique, offset et non-linéarités pour un sweep de 20 V, avec et sans composante continue de 10 V.

3.7 Comparaison des résultats de simulations et des mesures

3.7.1 Le moteur de simulation

Afin de vérifier les hypothèses et les pistes trouvées ou déduites de la bibliographie (cf. chapitre 2), ainsi que les réflexions et les constatations que mon directeur externe de mémoire, Yoann Flavignard, directeur du département Recherche et Développement chez PHL Audio, avaient eu avant mon arrivée, celui-ci m'a proposé d'utiliser un outil de simulation. Je devais me servir de l'outil de recherche et développement de Klippel : SIM. Néanmoins, Yoann Flavignard m'a fait réaliser des tests de simulation temporelle de systèmes masse-ressort sur Matlab, afin de mieux en cerner le fonctionnement. Rapidement, nous avons décidé de proposer sous Matlab un modèle décrivant le comportement non-linéaire d'un haut-parleur. En effet,

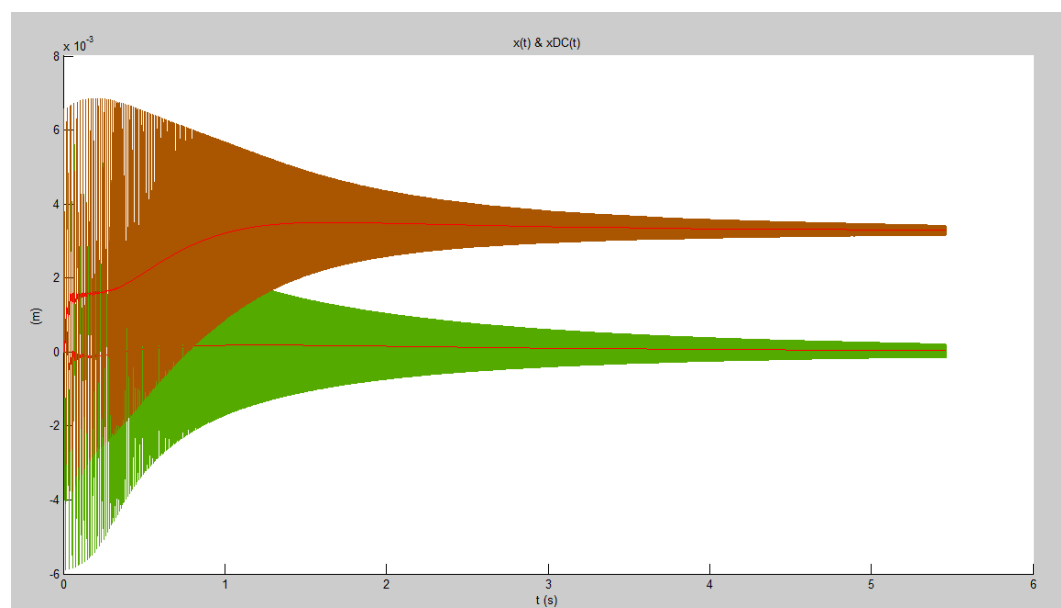


FIGURE 3.12 – Excursion pour un sweep de 20 V, avec et sans composante continue de 10 V.

pour pouvoir simuler la « composante continue » d'un système, il faut programmer une simulation temporelle, incluant toutes les non linéarités du haut-parleur, ce qui n'est jamais le cas lors de la conception de haut-parleurs ou d'enceintes, les simulations étant toujours réalisées dans le domaine fréquentiel. Le but de la simulation était de simuler le déplacement du système. Nous avons dû utiliser un algorithme de résolution explicite pas-à-pas par itérations successives. Nous avons également inclus les non-linéarités de $Bl(x)$, $Kms(x)$ et $Le(x)$, directement importées de mesures au laser ou d'allures choisies, définies par des fonctions à plusieurs variables que nous avons codées (ce que nous n'aurions pas pu faire de façon si poussée à l'aide du logiciel SIM). Utiliser notre propre script nous a également permis d'effectuer des boucles de simulation en faisant varier un seul paramètre, afin de vérifier son influence lorsque celui-ci et uniquement celui-ci évolue (voir l'étude par simulations). J'ai utilisé les équations fondamentales de fonctionnement d'un haut-parleur pour la résolution, correspondant aux équations 3.1 p. 61 à 3.5 p. 62.

$$i(t) = \frac{Mms.a(t) + Rms.v(t) + Kms.x(t)}{Bl}, \quad (3.1)$$

$$u(t) = Re.i(t) + Le.\frac{di(t)}{dt} + Bl.\frac{dx(t)}{dt}. \quad (3.2)$$

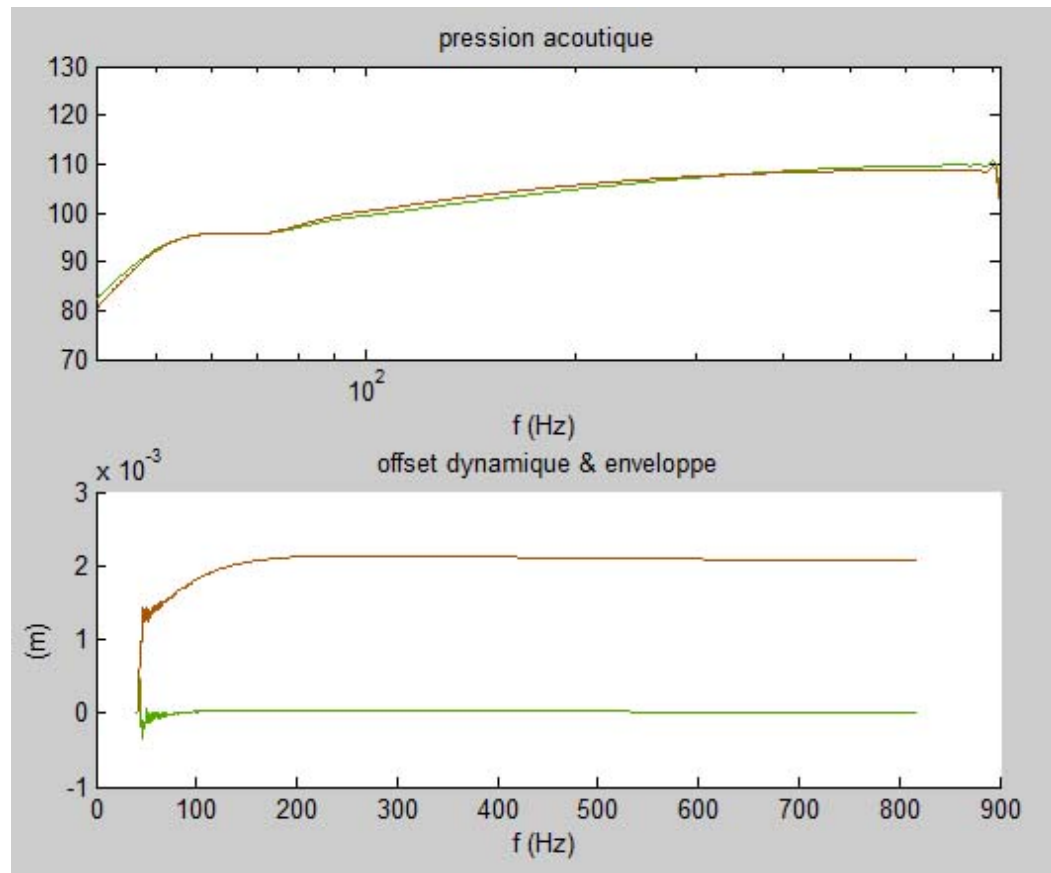


FIGURE 3.13 – Pression acoustique, offset et non-linéarités pour un sweep de 10 V, avec et sans composante continue de 5 V.

Les équations 3.1 et 3.2 correspondent au modèle physique analogique pour les parties mécanique et électrique sans charge acoustique :

$$v(n) = \frac{x(n) - x(n-1)}{\Delta T}, \quad (3.3)$$

$$a(n) = \frac{v(n) - v(n-1)}{\Delta T}, \quad (3.4)$$

soit en reportant l'approximation de la vitesse $v(n)$ donnée par l'équation 3.2 en fonction de $x(n)$.

$$a(n) = \frac{x(n) - 2.x(n-1) + x(n-2)}{\Delta T^2}. \quad (3.5)$$

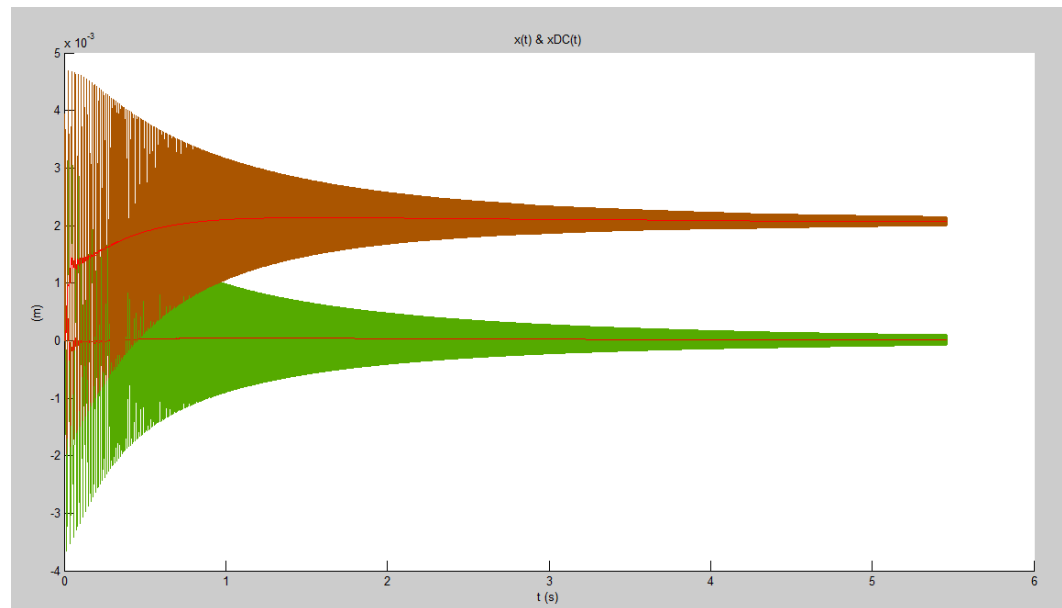


FIGURE 3.14 – Excursion pour un sweep de 10 V, avec et sans composante continue de 5 V.

Les équations 3.3 à 3.5 correspondent aux approximations numériques des dérivées d'ordre 1 et d'ordre 2 obtenues en utilisant le schéma numérique d'Euler rétrograde.

Étant donné que la simulation est composée d'approximations numériques itératives, la précision de la simulation dépend donc du nombre d'itérations choisies. Ce choix est très important. En effet, si le nombre est insuffisant, nous avons pu constater que la simulation s'éloigne de la mesure.

Nous nous intéressons dans les simulations à des comportements d'excursion sur une plage fréquentielle allant jusqu'à 400 Hz. Les simulations ayant été effectuées avec une f_e^1 égale à 44100 Hz, le facteur de sur-échantillonnage est donc supérieur à 100. Nous avons isolé le déplacement en fusionnant les équations, l'offset se manifestant dans l'évolution de l'excursion au cours du temps.

Les conditions initiales sont déterminées par les caractéristiques linéaires du haut-parleur considéré.

3.7.2 Confrontation

Afin de déterminer la validité de nos simulations, nous les avons confrontées à des mesures. Nous avons entré les paramètres d'un haut-parleur sensible à l'offset

1. fréquence d'échantillonnage

dans le simulateur de haut-parleur et nous avons comparé les résultats obtenus lors de mesures à tension égale.

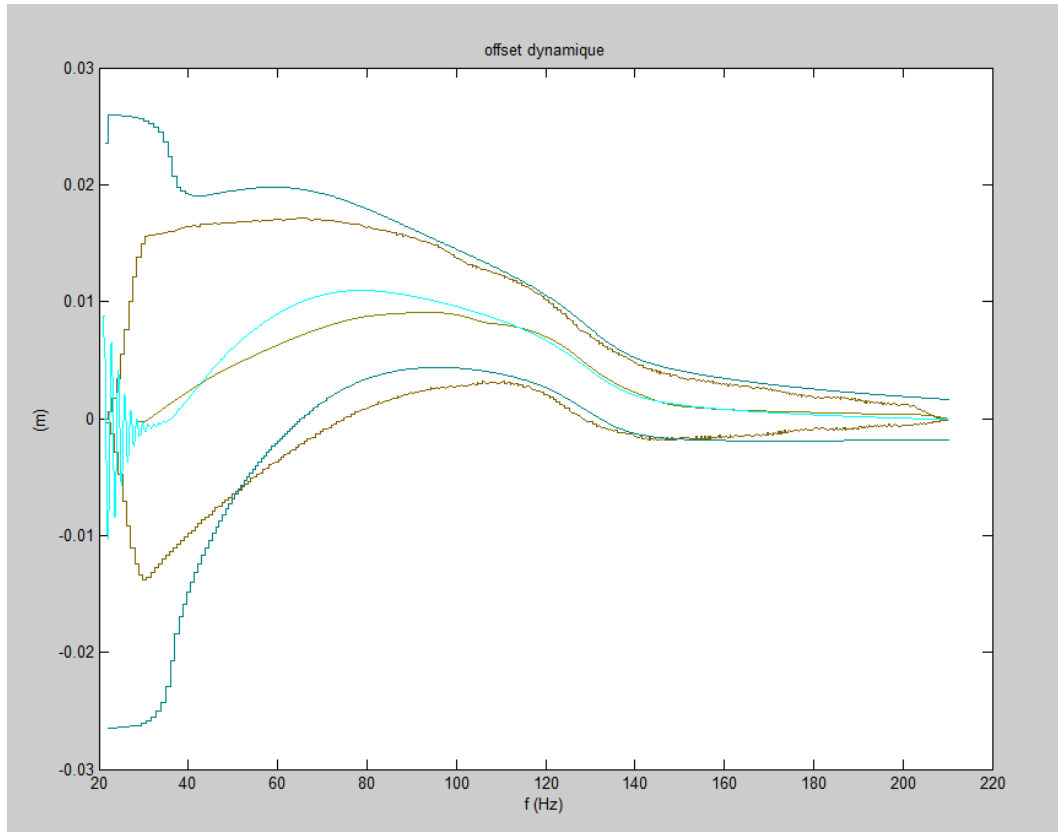


FIGURE 3.15 – Excursion et offset d'un haut-parleur 62 cm de diamètre, simulé (en bleu) et mesuré (en vert).

La figure 3.15 p. 64 montre l'excursion du haut-parleur soumis à un sweep logarithmique. On y voit les courbes d'enveloppe pic-à-pic ainsi que de « composante continue ». En bleu, le résultat issu de la simulation et, en vert, le résultat de la mesure. Les non-linéarités de facteur de force, de raideur et d'inductance de la simulation sont celles mesurées sur le haut-parleur en question. On constate que les valeurs de l'excursion et de l'offset sont extrêmement proches, démontrant la fiabilité du moteur de simulation. En très basses fréquences l'excursion diverge et arrive en saturation mécanique pour la simulation, car le sweep de la mesure a démarré progressivement à 20 Hz, afin de préserver l'intégrité du haut-parleur.

Chapitre 4

Solutions

4.1 Propositions de solutions

On verra dans ce chapitre que l'on trouve actuellement dans la littérature certaines pistes de solution pour contrer l'offset dynamique. Cependant, celles-ci sont issues de constatations partielles des mécanismes de l'offset dynamique et ne prennent pas en compte tous les aspects du problème. Les solutions évoquées se font également au détriment des performances des haut-parleurs. Les solutions ci-dessous sont des pistes que j'ai envisagées durant le processus de synthèse bibliographique.

- Réduire les asymétries de $Bl(x)$ et de $Kms(x)$. Cependant les haut-parleurs PHL Audio sont déjà conçus sur base de modèles éléments finis les plus symétriques possible. J'ai pu constater que les asymétries les plus légères, dont l'apparition est inévitable lors du processus de construction, peuvent être à l'origine des offsets les plus importants.

- Utiliser une suspension « assez » raide, présentant une raideur progressive non-linéaire [12] augmentant dans les basses fréquences. Cela équivaut à une suspension résistant au fluage. Cette solution augmente la fréquence de résonance du système et baisse donc son rendement dans les basses fréquences (cela réduit l'excursion maximale). La recherche d'un tel matériau serait très chronophage, et il n'est pas certain que l'on puisse arriver réellement à une suspension résistant au fluage.

- Utiliser une bobine plus longue [7]. Cette solution est déjà appliquée dans l'entreprise. Ceci réduit le rendement du haut-parleur car l'allongement de la bobine augmente la résistance électrique Re du système ainsi que la masse. La fréquence de résonance est ainsi également diminuée.

- Linéariser le facteur de force. Une des solutions consiste à faire une ouverture au milieu de la bobine [13].

- Utiliser un entrefer épais, associé à une bobine courte (underhang²) [9]. Cette

2. Overhang : utilisation d'une bobine longue associée à un entrefer de dimension inférieure. La

solution est couteuse et réduit énormément le rendement, et limite également la puissance admise.

- Une piste pourrait consister à caler le « coude » de la courbe de la force progressive de la suspension sur le « coude » de la croissance de la force instable :

$$\frac{Bl^2 \cdot Le^2}{Re}, \quad (4.1)$$

[14]

où Le correspond à la longueur de la bobine, Re à la résistance au courant continu de la bobine.

On peut alors obtenir plus de linéarité pour des excursions dépassant l'overhang. Une possible amélioration de la linéarité serait :

$$\frac{1}{4} \cdot T + OH, \quad (4.2)$$

où T est l'épaisseur du plateau supérieur, OH l'overhang.

Cette équation décrit une approximation de la taille du « plateau » linéaire obtenu sur la courbe de facteur de force $Bl(x)$ en jouant sur les dimensions de la bobine. [14]

- L'asymétrie de raideur peut équilibrer et annuler la non-linéarité causée par la diminution du $Bl(x)$ avec l'excursion. En effet, la croissance de la force de raideur est un phénomène du troisième ordre de direction opposée à la croissance de la force de la bobine liée à la décroissance du $Bl(x)$. Une suspension progressive bien choisie et appairée peut donc réduire la composante continue générée par la force motrice [7] et [14],(p.24). Cette solution va cependant modifier l'excursion maximale comme pour le cas d'une suspension à raideur progressive. Comme la force de la suspension est en phase avec le déplacement, elle est donc en phase avec le courant en contrôle de raideur¹, en quadrature à la fréquence de résonance, et hors phase en contrôle de masse. Cet équilibrage ne peut donc être fait que sur une zone fréquentielle restreinte.

- Une bobine peut être volontairement décentrée pour palier à l'asymétrie d'une suspension [14],(p.24). En effet, pour chaque haut-parleur, il y a une position idéale de la bobine, rarement au centre de l'entrefer [14],(p.24).

bobine va ainsi toujours intégrer la même quantité de flux magnétique (mise à part les fuites) et se comporter de façon plus linéaire.

Underhang : processus inverse, plus linéaire car la bobine n'intègre pas les fuites de Br (voir chapitre 2 p. 37, partie 2.1 p. 37). Dans ce cas cependant, l'excursion est en général beaucoup plus limitée.

1. fonctionnement du système masse-ressort en dessous de sa fréquence de résonance

- Un anneau de cuivre autour du pôle central peut réduire le taux de variation en fonction de la position de la composante inductive de la bobine $\frac{\partial L}{\partial x}$ [8]. Cependant, les haut-parleurs PHL Audio disposent déjà d'un tel type de blindage autour du noyau.

- On peut envisager un alésage en forme de tonneau sur la plaque supérieure de l'aimant pour obtenir un peu moins de flux en position milieu, pour éviter les déviations [9]. Cela revient à linéariser le facteur de force en faisant une ouverture au centre de la bobine. Cependant cette solution peut engendrer une saturation du fer de la plaque de champ.

- L'utilisation d'un double spider en miroir serait susceptible de symétriser la raideur Kms , et de compenser le vieillissement de chaque spider, permettant ainsi de garder la position de repos [voir le brevet « Dual Spider »].

4.2 Pertinence des solutions

Après l'étude effectuée à l'aide du moteur de simulation temporelle et la recherche bibliographique, nous avons retenu deux possibilités de solution en ce qui concerne l'offset dynamique du haut-parleur. La première est la linéarisation du $Bl(x)$ et la deuxième l'utilisation d'une suspension à raideur progressive.

4.2.1 Facteur de force

Agir sur le moteur

Afin de linéariser le $Bl(x)$, il existe une marge de manœuvre relativement importante sur le moteur, et notamment la géométrie de l'entrefer : sa hauteur et la désaturation des plaques de champs. En augmentant la hauteur de la plaque de champ supérieur, le $Bl(x)$ est aplati et connaît au-delà de son plateau une décroissance accrue. Une telle mise en œuvre nécessite néanmoins la création de moules afin de fabriquer de nouveaux prototypes de moteur, ce qui est une entreprise relativement onéreuse pour des effets pas forcément très concluants et apportant d'autres problématiques telles que l'augmentation non négligeable de la masse totale du haut-parleur ainsi que de la place occupée. Cette solution avait l'avantage de conserver des valeurs de facteur de force maximale $Bl(x)_{max}$ identiques à celle du haut-parleur classique, ceci notamment en désaturant les plaques de champs.

Agir sur la bobine

L'autre solution de linéarisation du $Bl(x)$ est celle évoquée dans le chapitre 4 p. 65 [13], consistant en la création d'une ouverture au centre du bobinage. Comme cette solution avait déjà été développée par PHL Audio pour un client, nous disposions

donc déjà des outils de développement et de mise en œuvre d'une telle technologie. En jouant sur l'ouverture et la géométrie du fil, on peut ainsi obtenir un $Bl(x)$ linéarisé présentant des pentes plus importantes après le plateau, et un $Bl(x)_{max}$ similaire ou s'approchant de celui de la bobine classique. Cette mise en œuvre est de plus, dans un premier temps, moins coûteuse et plus rapide à mettre en œuvre, même si, à l'inverse de l'influence de la taille de l'entrefer, un changement de géométrie de bobine entraîne des modifications de masse Mms et de résistance u au courant continu Re qu'il faut réussir à gérer.

Combiner les solutions

Une des possibilités consiste à associer ces deux solutions pour minimiser les problèmes qu'entraînent l'une et l'autre sans perdre les améliorations des solutions poussées à leur potentiel maximal. Cependant, cela double les coûts et est d'autant plus risqué en termes de délais de livraison des prototypes.

4.2.2 Raideur

La piste de la suspension à raideur progressive mène vers le test d'enduits différents et l'expérimentation afin de trouver un type de spider susceptible de mieux se comporter en basses fréquences vis-à-vis de l'offset dynamique. Cette solution étant beaucoup plus expérimentale et difficilement simulable, nous avons choisi de nous concentrer sur la linéarisation du $Bl(x)$ étant donné le calendrier imposé et le manque de certitudes vis-à-vis des résultats d'une telle entreprise. De plus, une suspension plus raide en basses fréquences pour résister à l'offset signifie une perte de rendement dans les basses fréquences ainsi qu'une augmentation de la fréquence propre du système, et donc un haut-parleur qui ne propose plus les mêmes caractéristiques. Nous voulions éviter cela le plus possible.

Nous avons donc retenu la solution du trou de bobinage, soit le bobinage dit « split », car c'est celui qui présente le plus de garanties en termes de résultats et de faisabilité.

4.3 Mise en œuvre de la solution retenue

La solution retenue étant l'utilisation d'une bobine modifiée afin de linéariser le $Bl(x)$. Celle-ci a l'avantage de ne pas nécessiter de fabriquer un prototype de moteur qui exige la fabrication d'un moule et étant donc beaucoup plus onéreux. Afin de concevoir la bobine idéale, il a fallu utiliser un des outils de conception du bureau de Recherche et Développement de chez PHL Audio qui est la simulation par éléments finis. Cette méthode de résolution numérique a été utilisée pour récupérer l'intensité du flux magnétique Br dans l'entrefer, ainsi que ses fuites. Ceci pour après intégrer

ce flux magnétique dans un script Matlab, à l'aide d'un bobinage choisi et conçu par nos soins, afin d'obtenir le $Bl(x)$ linéarisé souhaité.

La méthode fut empirique et la solution trouvée par itérations. La conception de la bobine a été effectuée dans un cadre de contraintes. En ce qui concerne PHL Audio les contraintes étaient :

1. le diamètre interne de la bobine ;
2. la largeur du fil ;
3. le type de fil ;
4. l'épaisseur de l'isolant ;

Le diamètre interne de la bobine est fixé par le diamètre du moteur utilisé. La largeur du fil est fixée par l'espace dans l'entrefer entre la plaque de champ supérieur et le noyau du moteur. Il existe trois types de fil pour les bobines de haut-parleur : le fil de cuivre, le fil d'aluminium recouvert de cuivre et le fil d'aluminium. Nous avons choisi de fixer le type de fil afin que le bobinage garde ses caractéristiques relatives au matériau.

Les contraintes vinrent également du fournisseur de bobines. En effet, il faut que les bobines soient réalisables avec les types de fils dont ils disposent dans des délais qui convenaient au calendrier du mémoire. Certains ajustements ont donc été faits par la suite sur les dimensions de fils pour correspondre aux disponibilités et donc entrer dans les délais.

Le fournisseur a ensuite envoyé plusieurs échantillons de bobines, comme on peut le voir sur les figures 4.1 p. 70 et 4.2 p. 72, afin qu'elles soient testées, validées puis utilisées par nos soins pour le prototypage. L'étape de validation consistait en la mesure des différents paramètres dimensionnels et électriques des bobines, ainsi que d'un test de résistance à la chaleur.

4.4 Vérification de la pertinence de la solution

Une fois les bobines reçues, contrôlées et le haut-parleur prototype assemblé par PHL Audio, nous l'avons mesuré. On peut voir le tracé de ses paramètres linéaires sur les tables 4.1 p. 71 à 4.4 p. 73.



FIGURE 4.1 – Échantillons de bobines « Split ».

La distorsion harmonique du second ordre du haut-parleur résistant à l'offset, présentée sur la figure 4.3 p. 73, nous montre des niveaux de distorsions générés par l'offset 12 dB inférieurs à la distorsion générée par le haut-parleur classique (figure 1.8 p. 22). Les niveaux de distorsions harmoniques du troisième ordre de la figure 4.4 p. 74 sont relativement égaux à ceux du haut-parleur classique (figure 1.9 p. 23). Ceci tend à confirmer que l'offset dynamique est à la source des distorsions harmoniques du second ordre.

En mettant en parallèle les figures 1.6 p. 19 et 4.5 p. 75 on constate que le haut-parleur modifié compresse moins les basses fréquences. En effet son comportement en larges excursions est plus linéaire. Ceci provient du fait que le facteur de force $Bl(x)$ (figure 4.7 p. 77) du haut-parleur modifié, provenant de la bobine spéciale, est beaucoup plus linéaire que celui issu de l'intégration de la bobine classique (figure 2.1 p. 38).

Ceci se répercute également dans la réponse en fréquence du haut-parleur prédite à l'aide du moteur de simulation temporelle comme on peut le voir sur la figure 4.8 p. 78. En effet, le prototype présente un meilleur débit en basses fréquences, et donc une meilleure sensibilité.

Paramètres électriques du haut-parleur modifié

Re	5.87	Ohms	résistance électrique de la bobine au courant continu
Le	0.415	mH	partie inductive de la bobine indépendante de la fréquence
L2	0.244	mH	para-inductance de la bobine
R2	1.2	Ohm	résistance électrique due aux pertes des courants de Foucault
Cmes	142.93	μF	capacité électrique représentant la masse mobile
Lces	23.73	mH	inductance électrique représentant la compliance du haut-parleur
Res	35.28	Ohm	résistance due aux pertes mécaniques
fs	86.4	Hz	fréquence de résonance du haut-parleur

TABLE 4.1

Paramètres mécaniques du haut-parleur modifié

Mms	12.672	g	masse mécanique de la bobine et de la membrane incluant la charge acoustique
Mms(Sd)	10.693	g	masse mécanique de la bobine et de la membrane sans la charge acoustique
Rms	2.513	kg/s	résistance mécanique des pertes totales du haut-parleur
Cms	0.268	mm/N	compliance mécanique de la suspension du haut-parleur
Kms	3.74	N/mm	raideur mécanique de la suspension du haut-parleur
Bl	9.416	N/A	facteur de force
λ_s	0.171		facteur de fluage de la suspension

TABLE 4.2

Pertes du haut-parleur classique

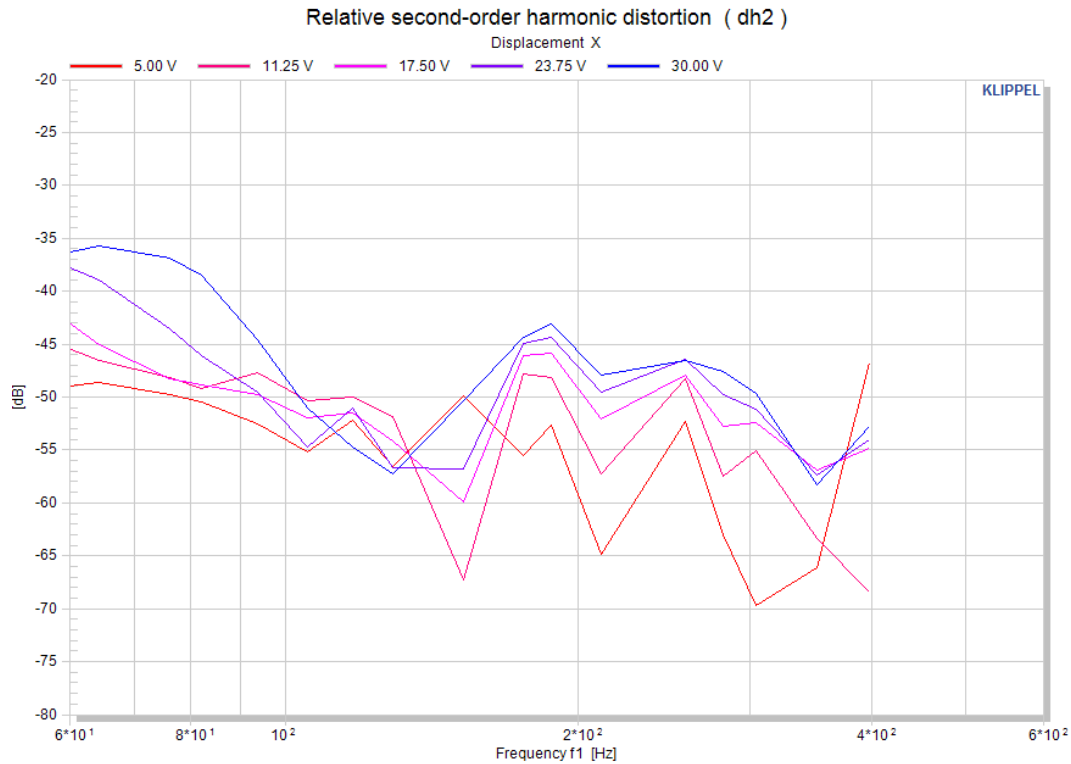
Qtp	0.391	facteur Q total considérant toutes les pertes
Qms	2.738	facteur Q mécanique du haut-parleur à l'air libre, considérant Rms uniquement
Qes	0.455	facteur Q électrique du haut-parleur, considérant Re uniquement
Qts	0.390	facteur Q total considérant Re et Rms uniquement

TABLE 4.3



FIGURE 4.2 – Un bobinage dit « Split ».

Pour finir on peut constater sur la figure 4.6 p. 76 que là où le haut-parleur classique développait jusqu'à 2 mm de composante continue à sa fréquence d'offset, le haut-parleur modifié ne développe absolument aucun offset dynamique et reste stable sur toute la gamme de fréquences, à tous les niveaux d'excitation.

FIGURE 4.3 – Distorsion harmonique du 2nd ordre du haut-parleur modifié.

Autres paramètres du haut-parleur modifié

Vas	7.9948	l	volume d'air équivalent de la suspension
n0	1.089	%	efficacité de référence (2π .rayonnement en utilisant Re)
Lm	92.57	dB	SPL caractéristique (à 1 m pour 1 W et Re
Lnom	93.92	dB	sensibilité nominale (SPL à 1 m pour 1 W et Zn)
Résistance série	0.00	Ohm	résistance de la résistance en série
Sd	145.27	cm ²	aire du diaphragme

TABLE 4.4

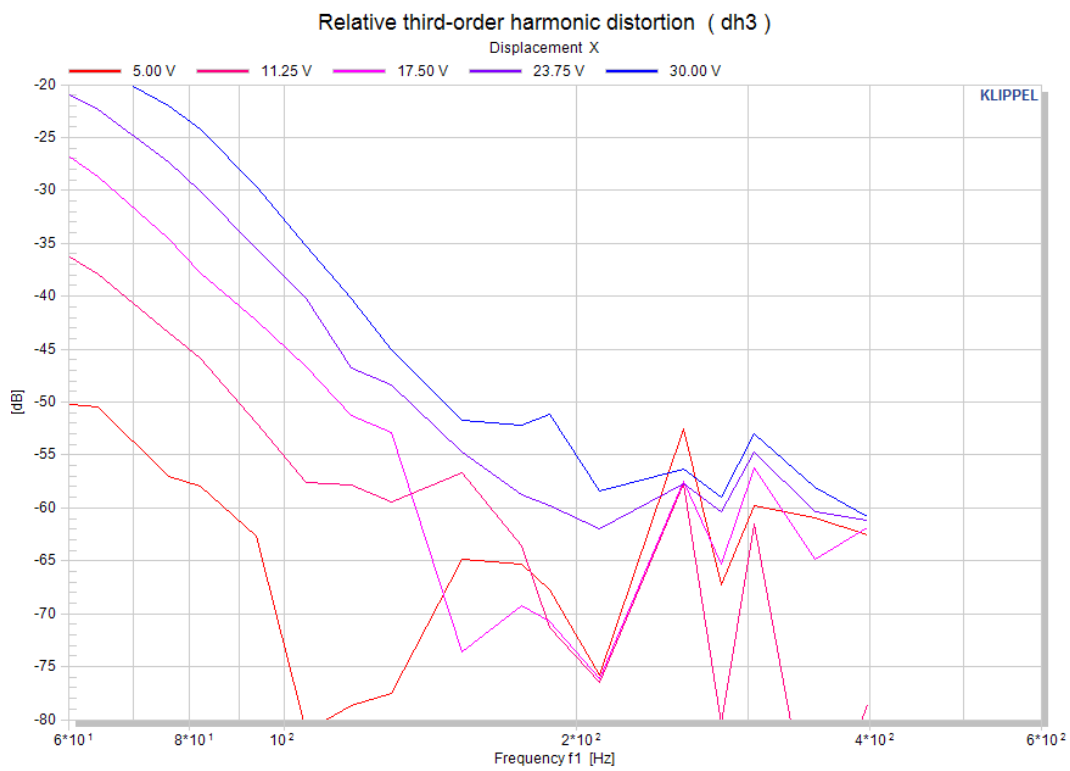


FIGURE 4.4 – Distorsion harmonique du 3^{eme} ordre du haut-parleur modifié.

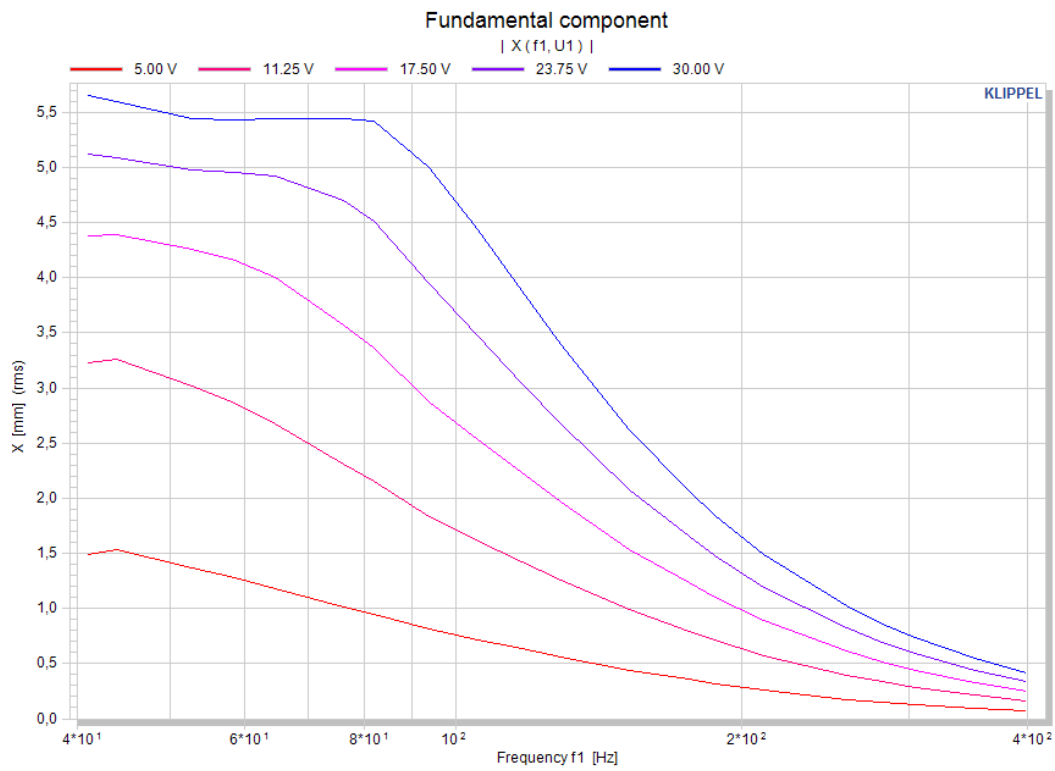


FIGURE 4.5 – Excursion du haut-parleur modifié.

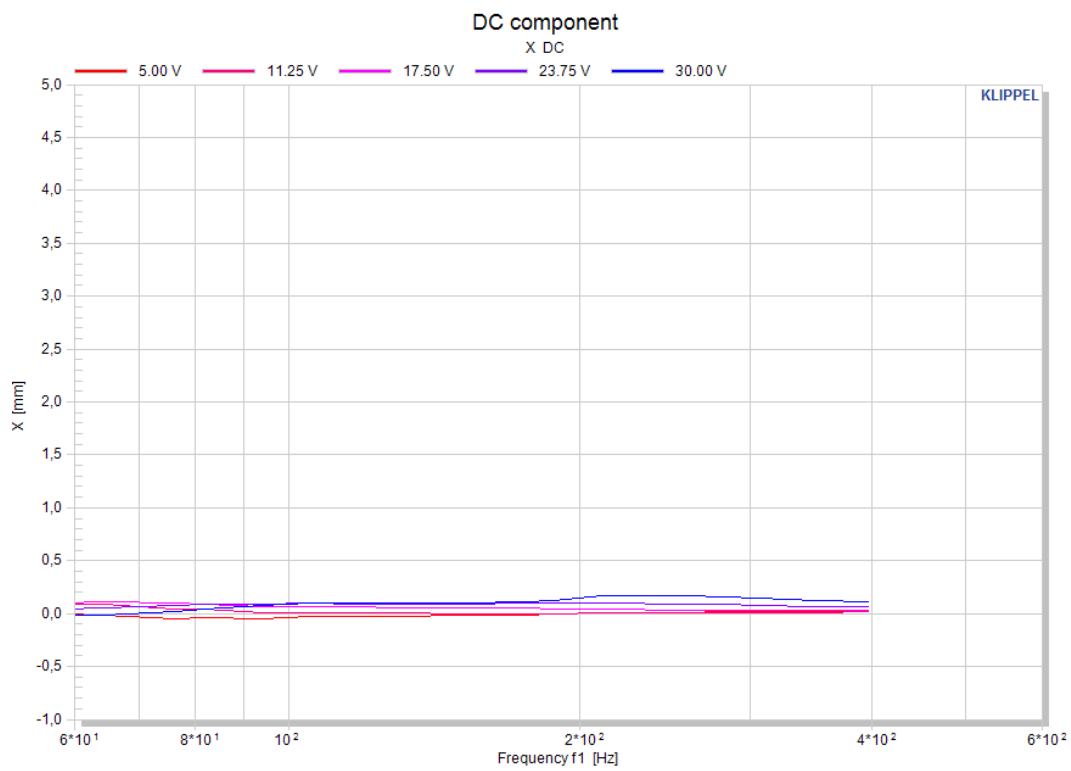
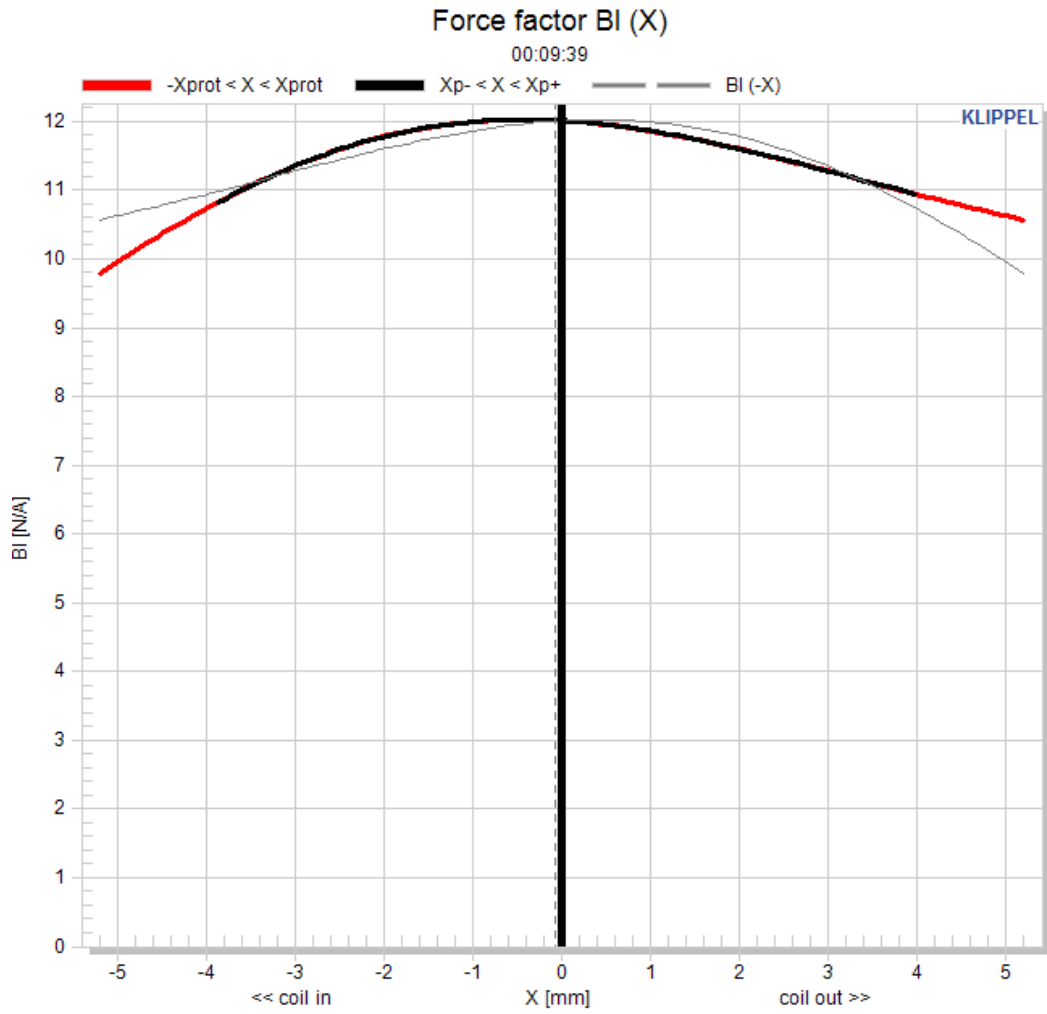


FIGURE 4.6 – Composante continue du haut-parleur modifié.

FIGURE 4.7 – Facteur de force $Bl(x)$ du haut-parleur modifié.

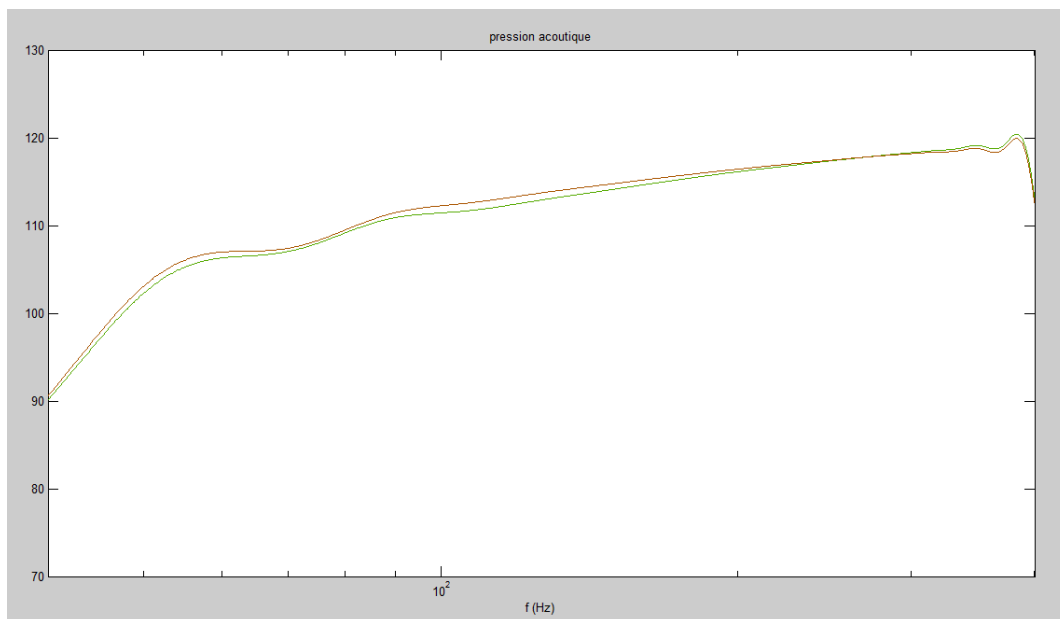


FIGURE 4.8 – Niveau de pression à 1 m des deux haut-parleurs.

Conclusion Générale

L'objectif de mes travaux sur l'offset dynamique des haut-parleurs était d'en comprendre les mécanismes de déclenchement, ainsi que de proposer des solutions pour y remédier.

On a pu voir, via l'état de l'art, que la littérature ne propose pas de clés de compréhension des mécanismes de l'offset assurés, mais uniquement des propositions de pistes d'interprétations empiriques.

On a pu également constater, au sein de ce mémoire, de part l'étude par simulations, que le déclenchement de l'offset dynamique est issu d'une combinaison de non-linéarités et s'avère être un phénomène complexe, entraînant des taux de distorsions harmonique du second ordre importants.

Cette étude par simulation a permis de mettre au point une solution portant sur une géométrie de bobine particulière, dite « Split », linéarisant le facteur de force et rendant ainsi le haut-parleur considéré pour l'étude totalement insensible à l'offset. L'utilisation de cette solution a aussi induit un meilleur comportement du haut-parleur en régime de grandes excursions, résultant ainsi en une meilleure réponse en basses fréquences et en une compression des graves amoindries lors de l'excitation à puissance maximale.

Les tests perceptifs d'audibilité de l'offset dynamique, ou plutôt des distorsions qu'il produit, mis en œuvre grâce à la comparaison des haut-parleurs classiques et modifiés, ont montré le caractère inaudible de l'offset pour un haut-parleur de registre grave de 17 cm de diamètre. Cependant, la disparition totale de l'offset dynamique à la mesure du haut-parleur modifié ainsi que l'amélioration de la réponse en basses fréquences grâce à une meilleure intégration du flux magnétique par la bobine en grandes excursions, tout en ayant réussi à garder les caractéristiques linéaires du haut-parleur, démontrent la pertinence de la solution mise en œuvre et ouvrent des perspectives quant à une nouvelle méthode de conception des haut-parleurs de registre grave, ou tout du moins à la portée d'une attention nouvelle quant à l'intégration du flux magnétique.

La solution donne donc bon espoir quant à son intégration au sein de haut-parleurs présentant des offsets dynamiques d'ordres de grandeurs plus importants.

Ce mémoire ouvre vers la reconduction des tests d'audibilité de l'offset dynamique

étendue à une gamme plus importante de haut-parleurs, afin d'établir définitivement la nécessité de fabriquer ou non des haut-parleurs résistants au phénomène.

Il ouvre également vers une étude avancée du comportement non linéaire de la raideur des haut-parleurs, notamment le fluage des suspensions et son influence sur la stabilité du système électro-dynamique. Il ouvre vers une étude expérimentale de l'utilisation de différentes technologies de suspension sur des haut-parleurs sensibles à l'offset dynamique.

Bibliographie

- [1] W. KLIPPEL : *3D Distortion Measurement (DIS)*, 2012. Module of the KLIPPEL R&D SYSTEM.
- [2] Vance DICKASON : *Loudspeaker design cookbook*. 2005.
- [3] Chilly GONZALES : *Ivory tower*, 2010. Album.
- [4] Laurent De WILDE : *Over the clouds*, 2012. Album.
- [5] RADIOHEAD : *Ok computer*, 1997. Album.
- [6] Wolfgang KLIPPEL : Tutorial : Loudspeaker nonlinearities—causes, parameters, symptoms. *Journal of the Audio Engineering Society*, 54(10) :907–939, 2006.
- [7] Mark R GANDER : Dynamic linearity and power compression in moving-coil loudspeakers. *Journal of the Audio Engineering Society*, 34(9) :627–646, 1986.
- [8] Ragnar LIAN : Distortion mechanisms in the electrodynamic motor system. *In Audio Engineering Society Convention 84*. Audio Engineering Society, 1988.
- [9] DA BARLOW : Instability in moving coil loudspeakers. *In Audio Engineering Society Convention 50*. Audio Engineering Society, 1975.
- [10] W. KLIPPEL : *Nonlinear Stiffness of Suspension Parts*, 2013. Note R&D System.
- [11] Antonin NOVAK, Pierrick LOTTON et Laurent SIMON : Dynamic measurement of loudspeaker suspension parameters using an active harmonic control technique. *In Audio Engineering Society Convention 136*. Audio Engineering Society, 2014.
- [12] Wolfgang KLIPPEL : Adaptive stabilization of electro-dynamical transducers. *In Signal Processing Conference (EUSIPCO), 2014 Proceedings of the 22nd European*, pages 1113–1117. IEEE, 2014.
- [13] Bo Rohde PEDERSEN : *Error correction of loudspeakers*. Thèse de doctorat, PhD thesis. Aalborg University, Denmark, 2008.
- [14] Doug J BUTTON : Design parameters and trade-offs in large diameter transducers. *In Audio Engineering Society Convention 91*. Audio Engineering Society, 1991.

Annexe A

Éléments constituant le haut-parleur électrodynamique

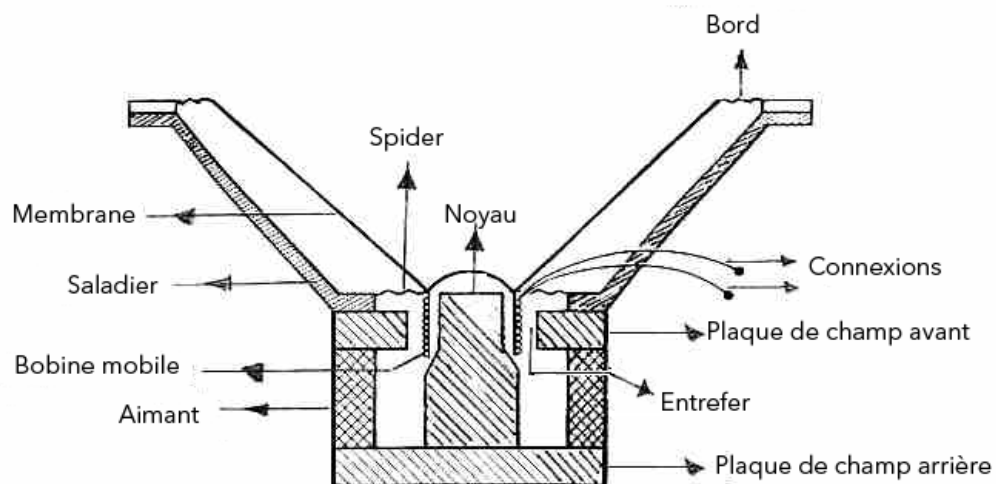


FIGURE A.1 – Les différentes parties d'un haut-parleur.

La membrane : elle est généralement en papier enduit². C'est la partie du haut-parleur qui va créer la variation de pression acoustique et ainsi rayonner le son.

Le spider : c'est un tissu enduit, ayant des caractéristiques élastiques maîtrisées. Il présente généralement des corrugations.

². dans le but de la rigidifier.

Le bord : en caoutchouc ou en tissu enduit, il permet de faire la jonction entre le haut-parleur et le haut du saladier. Il a également des caractéristiques élastiques maîtrisées et contribue à la raideur de la suspension.

Le saladier : c'est la structure du haut-parleur, la partie la plus rigide, à laquelle les éléments mobiles sont rattachés.

La bobine : la bobine est placée dans l'entrefer, entre le noyau et la plaque de champ avant. Elle sert à intégrer le flux magnétique créé par l'aimant et canalisé dans l'entrefer par les plaques de champ.

L'aimant : ses caractéristiques vont déterminer l'importance du flux magnétique au sein de l'entrefer.

Les plaques de champ : elles canalisent le flux magnétique au sein de l'entrefer.

L'équipage mobile d'un haut-parleur est constitué des éléments mobiles du système dit « masse-ressort ». Ceux-ci sont la bobine, la membrane ainsi que les suspensions. Même si les suspensions sont rattachées à la partie fixe du haut-parleur, appelée le saladier, celles-ci sont considérées comme faisant partie de l'équipage mobile car elles se déplacent via leur déformation, qui permet ainsi à la bobine ainsi qu'à la membrane d'osciller. Le terme suspension est au pluriel car celle-ci est composée de deux éléments : le spider, rattaché à la bobine, et le bord, visible, rattaché à la membrane, comme on peut le voir sur la figure A.1 p. 83.

