

Haut-parleur tout aimant guidé sur joint ferrofluide : caractérisation dynamique du guidage

M. Pinho^a, J-M. Génevaux^a, N. Dauchez^b, B. Brouard^a, H. Mezière^a, P. Collas^a

a. Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Maine, Le Mans

b. Laboratoire d'Ingénierie des Systèmes Mécaniques et des Matériaux, Saint-Ouen

Résumé :

Une étude expérimentale sur le comportement visqueux de ferrofluides, au sein d'une goutte insérée entre deux plans parallèles, en condition de cisaillement oscillatoire et sous champ magnétique homogène et stationnaire, permet d'alimenter un modèle pour le calcul des pertes d'un haut-parleur à moteur tout aimant, guidé sur joint ferrofluide. Ces joints sont localisés dans les zones de fort gradient de champ magnétique. Le modèle de perte, fonction du volume, de la viscosité et de la saturation magnétique du ferrofluide, est alors validé par confrontation avec une expérience.

Abstract :

An experimental study of the behavior of a viscous ferrofluid drop under an oscillatory shear excitation and homogeneous and stationary magnetic field is used to feed a new type of loudspeaker's model. The losses inside the ferrofluid seals of the magnetic motor can be estimated. The seals are located in the high magnetic field gradient area. The model which depends on the volume, viscosity and magnetic saturation of the ferrofluid is then validated by comparison to an other experiment.

Mots clefs : ferrofluide ; guidage ; dynamique

1 Introduction

Dans le cas des haut-parleurs à moteur tout aimant, le guidage du piston peut être réalisé par des joints ferrofluide qui permettent de plus d'évacuer la chaleur générée par la bobine. Le ferrofluide se positionne aux lieux de fort gradient de champ (Fig. 1a) et est saturé de par les forts niveaux de champ. La translation axiale du piston sollicite donc ce joint du fait de l'adhérence à la paroi. Une étude complète de l'ensemble des effets de masse, rigidité et dissipation ajoutées (Fig. 5) a été présentée dans [1].

L'exploitation des résultats à une fréquence $f = \omega/(2\pi)$ pour les deux configurations d'essais, sur une goutte et sur un joint, se fait à partir de l'impédance $F(f)/v_p(f)$, avec F la force de sollicitation de la pièce mobile et v_p la vitesse de cette pièce. Le principe fondamental de la dynamique associé à cette pièce mobile donne

$$(m_0 + m)j\omega v_p = -(c_0 + c)v_p - \frac{k_0 + k}{j\omega}v_p + F, \quad (1)$$

avec m_0 la masse de la pièce mobile, m la masse ajoutée par le volume de fluide, c_0 la dissipation mesurée sans ferrofluide, c la dissipation ajoutée, k_0 la rigidité sans ferrofluide, k la rigidité ajoutée, j le nombre imaginaire. Le terme de dissipation recherché c est relié à la partie réelle de l'impédance,

$$c = \operatorname{Re} \left(\frac{F}{v_p} \right) - c_0. \quad (2)$$

Les essais sont donc fait successivement sans et avec ferrofluide. La vitesse, mesurée à l'aide d'un vibromètre laser, a une amplitude crête V_0 constante lors d'un balayage en fréquence.

Il a été montré que la rigidité ajoutée est bien plus faible que celle d'un haut-parleur utilisant des suspensions classiques et que la masse ajoutée peut être inférieure au tiers de la masse du piston dans des configurations optimales [1].

La démarche de prévision de la dissipation ajoutée par le joint ferrofluide sur le piston est détaillée dans ce papier. Dans une première partie, la caractérisation de la viscosité dynamique du ferrofluide sous champ spatialement uniforme et sollicitation alternée est faite (Fig. 1b) [2], puis ces résultats sont utilisés pour calculer la dissipation induite par le joint ferrofluide, dont la viscosité est variable en espace du fait de la présence du gradient de champ. La confrontation des résultats expérimentaux et du modèle est alors possible.

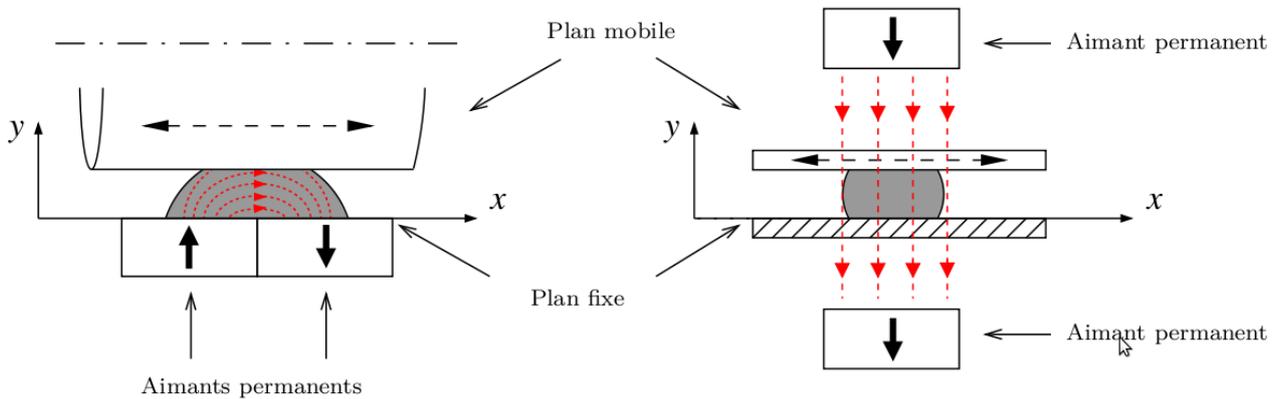


FIGURE 1 – Configuration spatiale du ferrofluide : a) dans le moteur magnétique du haut-parleur, b) dans le banc de caractérisation de la viscosité.

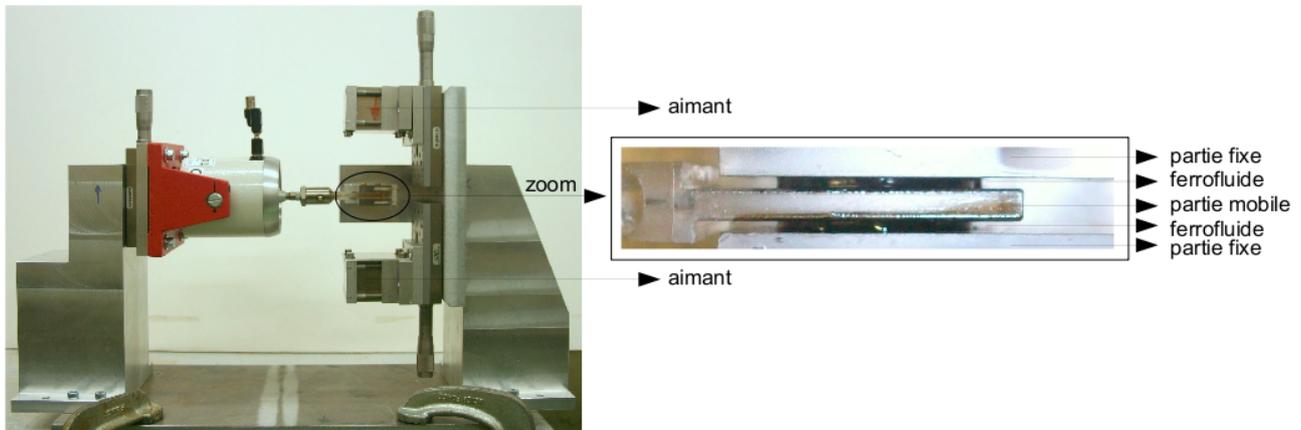


FIGURE 2 – Banc de mesure de dissipation ajoutée par deux gouttes de ferrofluide sous champ stationnaire uniforme spatialement et sollicitation alternée.

2 Caractérisation de la viscosité du ferrofluide en champ uniforme stationnaire et sollicitation alternée

2.1 Le banc de mesure

Un banc de mesure (Fig. 2) permet, en positionnant deux aimants permanents, de créer dans la zone centrale un champ magnétique uniforme spatialement à niveau contrôlé. Deux gouttes de ferrofluide sont placées de part et d'autre de la plaque mobile. Leur volume est contrôlé par pesée d'une seringue

avant et après injection. Ont été étudiés, des champs magnétiques de 0 à 438 kA.m⁻¹, des fréquences de 20 à 50 Hz, des vitesses maximales induisant des taux de cisaillement maximaux de 5 à 25 s⁻¹, diverses viscosités de ferrofluide hors champ magnétique (1.53 Pa.s pour l'APGW10), divers niveaux de saturation magnétique de ferrofluide (32 kA.m⁻¹ pour l'APGW10).

2.2 Résultats à l'échelle de la goutte

Si la partie réelle de l'impédance est quasi nulle sans ferrofluide (Fig. 3), la contribution des gouttes de ferrofluide est mesurable sans champ magnétique et est accrue de 50% sous un champ magnétique de 438 kA.m⁻¹ pour l'APGW10. En accord avec l'équation 2, la dissipation ajoutée par l'une des gouttes peut être tracée figure 6.

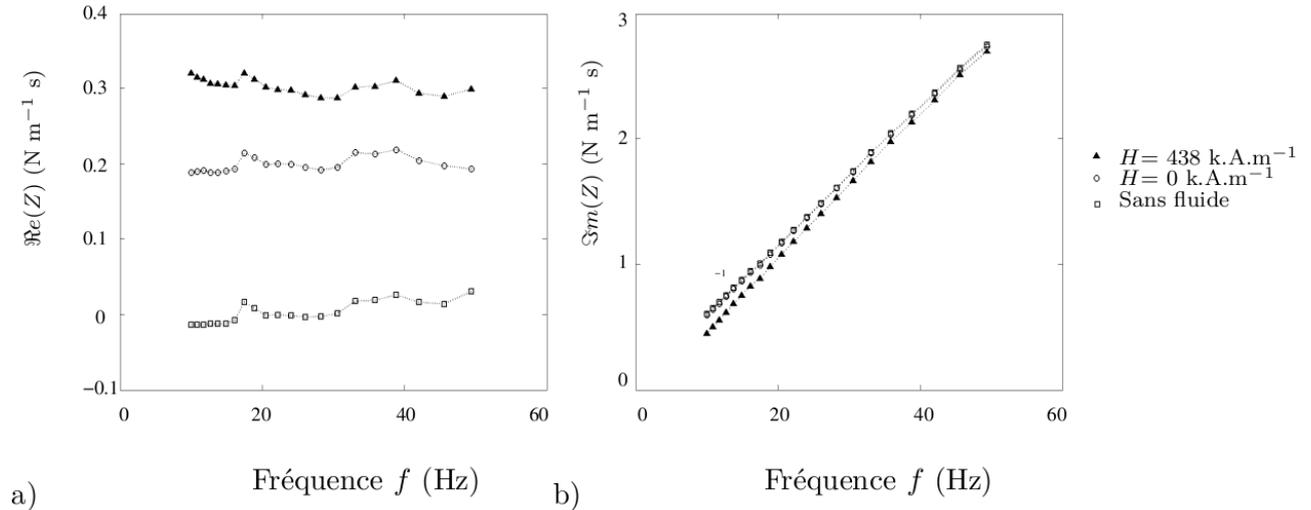


FIGURE 3 – Effet de la présence du ferrofluide APGW10 sur les parties a) réelle et b) imaginaire de l'impédance.

2.3 Résultats à l'échelle du ferrofluide

Les dissipations les plus faibles sont mesurées en absence de champ magnétique. Le nombre de Reynolds construit avec la viscosité sans champ magnétique, les plus grandes vitesses et le jeu $b = 1$ mm entre plaques mobile et immobile indique que l'écoulement reste laminaire. Un profil de vitesse linéaire est donc réaliste au sein de la goutte (Fig. 7) et permet de calculer la viscosité dynamique η en fonction de c et de l'aire de contact A :

$$\eta = \frac{cb}{A}. \quad (3)$$

On constate figure 8 que la viscosité diminue avec la fréquence, augmente avec le champ magnétique et est indépendante de l'amplitude du taux de cisaillement. Ce dernier point n'est pas observé lorsque le ferrofluide est sollicité par un écoulement stationnaire, car celui-ci implique une rupture des chaînes qui ont été formées par les particules du fait de la présence de champ magnétique. Sur la figure 9, un graphe semi-logarithmique représente la variation de la viscosité en fonction de l'intensité du champ magnétique appliqué pour 6 valeurs de la fréquence. Cette variation peut être considérée comme linéaire. Le coefficient de linéarité varie avec la fréquence. Ce modèle affine est utilisé dans la section suivante qui traite du joint de ferrofluide sous champ non spatialement uniforme.

D'autres essais, non ici présentés, montrent un accroissement de la viscosité avec un accroissement de la viscosité sans champ ou de la saturation magnétique.

3 Effets sur un piston de haut-parleur

3.1 Modélisation des dissipations ajoutées par le joint sur le piston

Le calcul analytique du champ magnétique créé par un assemblage de tuiles aimantés [3][4] permet de connaître le niveau de champ magnétique à l'interface entre le piston mobile et le ferrofluide (Fig. 10). La viscosité à l'interface est obtenue par les résultats de la figure 9. En faisant l'hypothèse que le champ de vitesse reste linéaire entre surface fixe et mobile distante de $b_m = 0.3$ mm, la contrainte tangentielle s'opposant au mouvement peut être calculée puis intégrée sur toute la surface de contact : un cylindre de rayon R_p et de hauteur h . La dissipation \tilde{c} ajoutée par le joint est alors donnée par l'équation suivante

$$\tilde{c} = \frac{1}{b_m} 2\pi R_p \int_{-h/2}^{h/2} \eta(H(b_m, z), f) dz, \quad (4)$$

où z est la coordonnée parallèle à la génératrice du piston.

3.2 Mesure des effets dissipatifs ajoutés par le joint sur le piston

Par la même procédure de mesure d'impédance que celle utilisée pour caractériser le ferrofluide sous champ uniforme spatialement, la dissipation ajoutée c par la présence du joint de ferrofluide dans le cas du piston est mesurée (Fig. 11).

3.3 Confrontation modèle-expérience

La confrontation entre les résultats du modèle \tilde{c} (Eq. 4) et les résultats expérimentaux c montre une bonne concordance pour le plus faible des volumes de ferrofluide injectés (Fig. 4). Pour des volumes plus importants, le modèle surestime la dissipation de façon importante. La géométrie réelle du joint, pour des forts volumes, est sans doute plus éloignée que celle du tore idéal pris dans la modélisation, comme le montre une photo du joint prise à travers un piston transparent (Fig. 12).

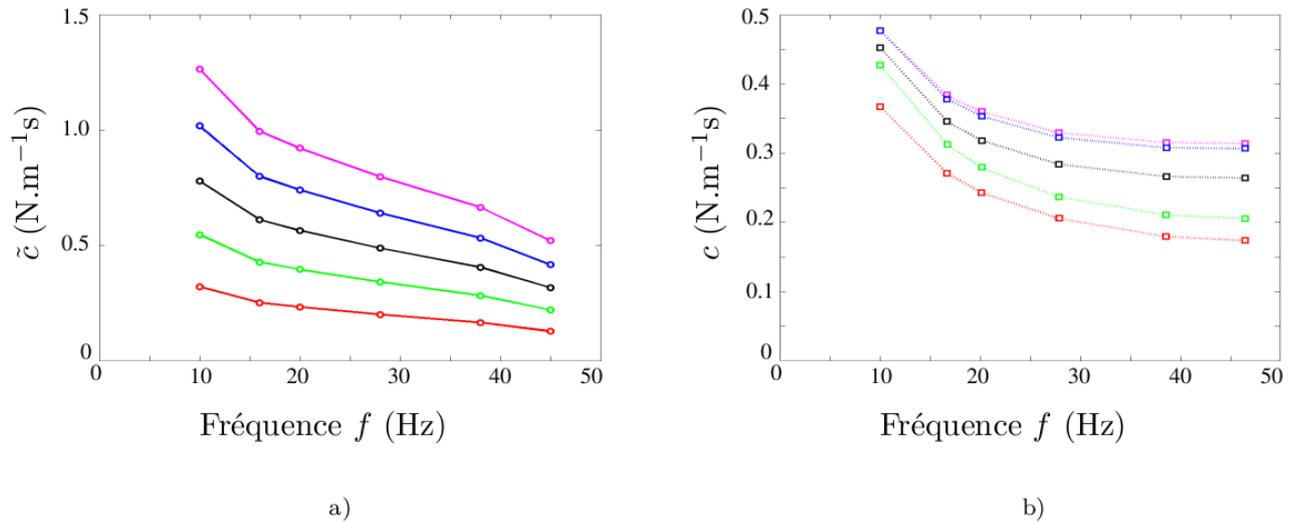


FIGURE 4 – Comparaison des dissipations ajoutées par un joint ferrofluide sur un piston : a) expérience b) modèle

4 Conclusions

La mesure de la viscosité d'un ferrofluide sous champ magnétique uniforme et sollicitation mécanique alternée a permis de prévoir la dissipation apportée par un joint de ferrofluide dans un moteur tout aimant d'un haut-parleur. Les mesures faites pour de faibles amplitudes de vitesse et de déplacement doivent être prolongées afin de quantifier les non-linéarités induites par ce type de guidage et les comparer à celles existantes pour les suspensions utilisées classiquement [5].

Références

- [1] Pinho, M. 2011 Comportement statique et dynamique d'une suspension de haut-parleur à joint de ferrofluide. *Thèse de l'Université du Maine*.
- [2] Pinho, M., Brouard, B., Génévaux, J.-M., Dauchez, N., Volkova, O., Mezière, H., Collas, P. 2011 Investigation into ferrofluid magneto-viscous effects under an oscillating shear flow. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2011 (à paraître)*.
- [3] Ravaut, R., Lemarquand, G. 2009 Modeling an ironless loudspeaker by using three dimensional analytical approaches *Progress In Electromagnetics Research*, **91**, pp. 53-68.
- [4] Merit, B. 2010 Contribution à l'identification des non-linéarités des moteurs de haut-parleurs électrodynamiques sur la réalisation de moteurs tout aimant *Thèse de l'Université du Maine*.
- [5] Novak, A. 2009 Evaluation objective de systèmes électroacoustiques audio par méthodes de traitement du signal non-linéaire. *Thèse CVUT Prague - LAUM Le Mans*

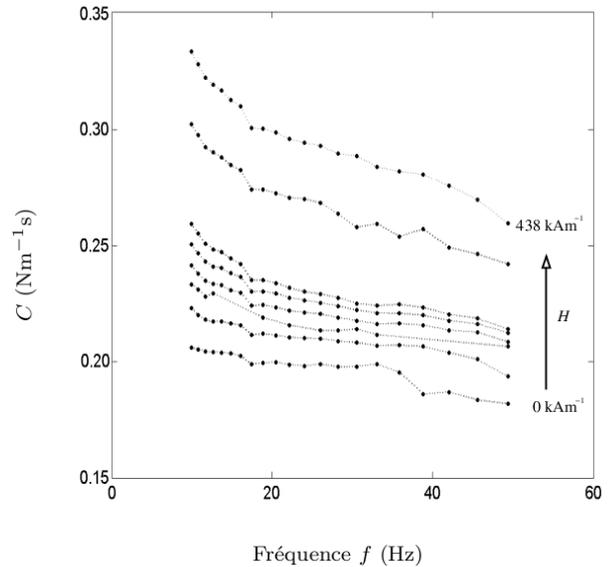


FIGURE 6 – Dissipation ajoutée $c/2$ par une seule goutte de ferrofluide APGW10 en fonction du champ magnétique et de la fréquence.

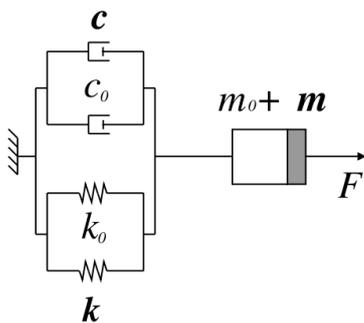


FIGURE 5 – Modèle d'exploitation des résultats, les termes m , c et k représentent les effets ajoutés, soit par la goutte, soit par le joint.

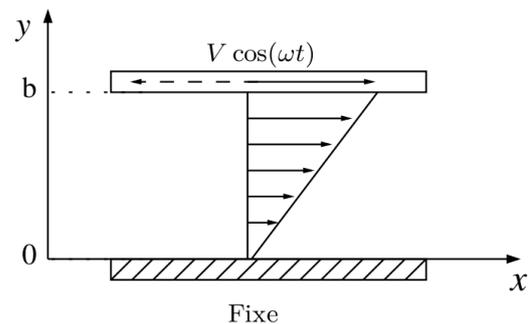


FIGURE 7 – Modèle d'écoulement laminaire à l'intérieur de la goutte.

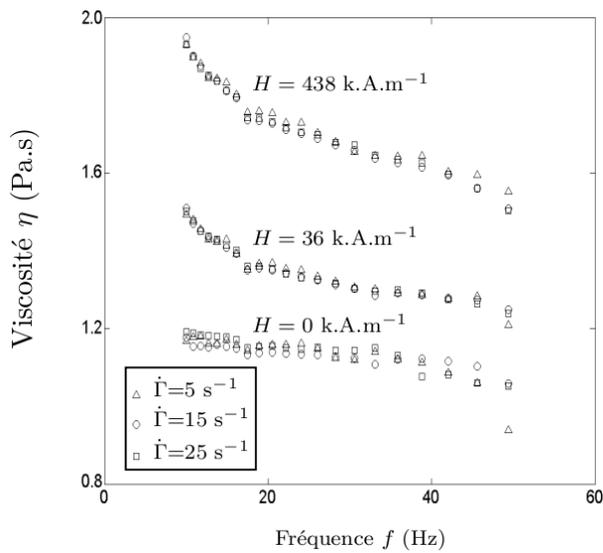


FIGURE 8 – Viscosité dynamique du ferrofluide APGW10 en fonction de l’amplitude des taux maxima de cisaillement, du champ magnétique et de la fréquence.

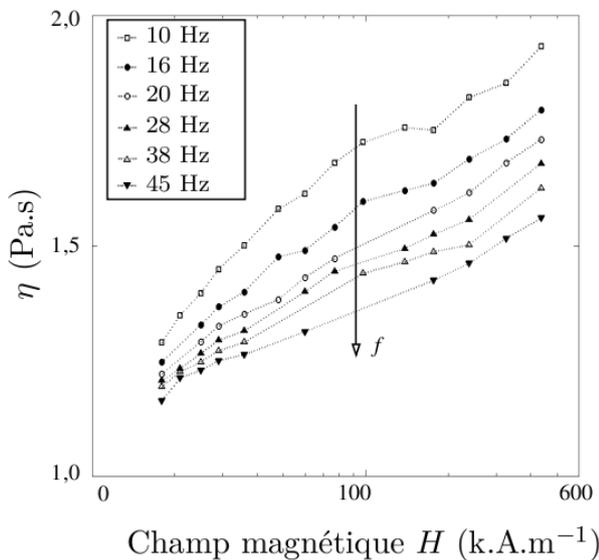


FIGURE 9 – Viscosité dynamique du ferrofluide APGW10 en fonction du champ magnétique pour plusieurs fréquences.

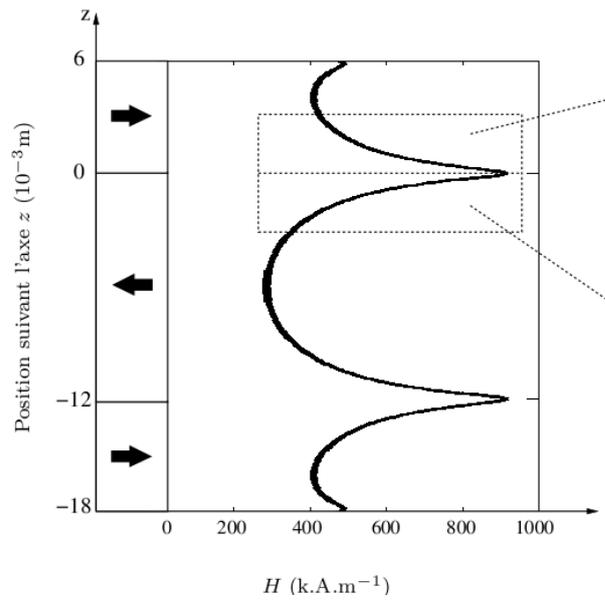


FIGURE 10 – Calcul du module du champ magnétique au sein du moteur, sur la surface du piston.

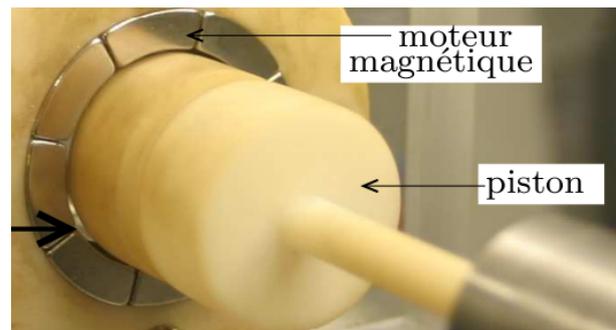


FIGURE 11 – Configuration de mesure de la dissipation ajoutée par un joint ferrofluide dans un gradient de champ magnétique.

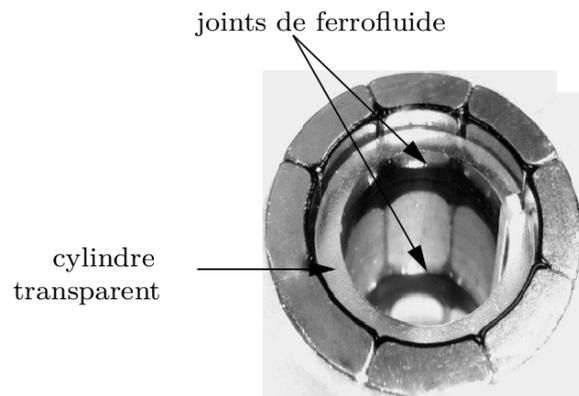


FIGURE 12 – La géométrie réelle du joint de ferrofluide au sein d’un moteur formé par des tuiles.