

---

# Sondes capacitives intégrées aux bagues de roulements pour la mesure des efforts statiques et dynamiques.

Patrick Marconnet, Bernard Pottier, Lanto Rasolofondraibe, Danielle Nuzillard

*IUT de Reims-Chalôns-Charleville, Rue des Crayères, 51687 REIMS Cedex 2*  
[lanto.rasolofondraibe@univ-reims.fr](mailto:lanto.rasolofondraibe@univ-reims.fr), [patrick.marconnet@univ-reims.fr](mailto:patrick.marconnet@univ-reims.fr),

**Sections de rattachement : 60 & 61**

**Secteur : Secondaire**

*RESUME : Des sondes capacitives sont intégrées dans les bagues de roulements pour de réaliser des condensateurs à écartement variable. Ceux-ci traduisent en signal électrique les déformations des bagues provoquées par les efforts statiques et dynamiques que subissent les roulements. Comme ces derniers sont proches des pièces en mouvement, le signal obtenu est de très grande qualité. La forme des capteurs et leur faible encombrement permettent de les intégrer aisément lors de la conception de la machine. Les applications sont nombreuses : (i) sur les roues des véhicules automobiles, il permet d'optimiser les informations reçues par les dispositifs de sécurité intégrés, (ii) sur les engins de levage, il mesure la charge, (iii) il permet la surveillance des défauts des machines par analyse vibratoire.*

*Ce travail à fait l'objet de deux dépôts de brevets à l'INPI sous les numéros n° 2 908 183 du 07-11-2006 et n° 07 04614 du 27-06-2007 avec extension PCT.*

*MOTS-CLES : sondes capacitives – roulements– détection de défauts – mesures des efforts statiques – mesures des efforts dynamiques – analyse vibratoire – déformation*

## **1. Introduction**

L'analyse vibratoire est l'outil le plus utilisé pour surveiller en permanence l'état des machines tournantes. Elle exploite le signal produit par les forces dynamiques d'origine mécanique engendrées par les pièces en mouvement. En particulier, sur un roulement, à chaque fois qu'une bille rentre en contact avec un écaillage d'une bague, cela engendre un choc périodique dont la signature vibratoire est particulière. L'amplitude des chocs dépend de la dimension du défaut. Sa lecture n'est pas toujours aisée car il se produit un mélange de signaux et une perte d'information suivant l'éloignement du capteur. Afin d'améliorer la qualité du signal reçu, nous plaçons des capteurs directement dans les bagues de roulements car ces derniers sont situés entre

les parties mobiles et les parties fixes de la structure. Le capteur est constitué de sondes capacitatives intégrées aux bagues. Il mesure la grandeur physique déplacement  $X_i$ . Ce dispositif permet aussi: (i) la mesure des déformations et des forces subies par les roulements de roues des véhicules automobiles afin de connaître les efforts au contact pneumatique/chaussée, (ii) la mesure d'efforts statiques sur les roulements des machines industrielles (exemple : ponts roulants, pesage, etc.)

## 2. Présentation et caractéristiques de la sonde capacitive

### 2.1. Pression de Hertz et principe de fonctionnement du capteur

Les efforts mécaniques sont transmis par l'intermédiaire des surfaces de liaison entre les solides. Dans les roulements, les contacts étroits sont ponctuels (billes) ou linéiques (rouleaux), la théorie de Hertz permet d'associer un modèle cohérent de pression de contact à ces surfaces pour calculer la répartition des contraintes et des déformations à l'intérieur de la bague compte tenu des hypothèses principales suivantes :

- l'aire de contact est très petite devant les surfaces latérales des solides,
- les solides sont non-conformes, semi-infinis,
- il n'y a pas de frottement.

Pour un contact linéique, la répartition du champ de pression de contact est modélisée uniformément dans le sens de la longueur et selon une demi-ellipse dans le sens de la largeur comme indiqué sur la figure 1. Dans la pratique, les cylindres de roulement présentent des formes qui permettent de compenser les charges de bord et la longueur effective de contact est inférieure à la longueur du rouleau. La pression de Hertz correspond à la valeur maximale sur le grand axe de la demi-ellipse. Elle ne doit pas dépasser la pression admissible par le matériau ( $p_{\max} \leq p_{\text{admissible}}$ ) avec  $p_{\text{admissible}} = 4 \text{ GPa}$  pour un roulement à rouleaux, valeur prise par les fabricants de roulements.

Une charge uniformément répartie est imposée sur le demi-rouleau. Les contraintes et les déformations subies par les solides en contact sont exprimées analytiquement en fonction de la pression au contact et de l'aire de la surface de contact (HILL *et al* 1993). La figure 2 montre leur variation en fonction de la profondeur atteinte sous la zone de contact dans la bague. La contrainte normale principale  $\sigma_{zz}$  décroît rapidement en  $z$ .

Les évolutions des contraintes principales  $\sigma_{ij}$  le long de l'axe de symétrie (fig 2) ne sont pas identiques. Ces différences prises 2 à 2 donnent naissance à une contrainte tangentielle maximale  $\tau_{ij}$ .

La zone la plus fortement sollicitée se trouve donc en sous-couche et dépend seulement de la géométrie du contact et du coefficient de Poisson des matériaux des solides.

La contrainte de cisaillement passe par un maximum qui se situe entre  $0,48a$  à  $0,78b$  suivant la géométrie du contact.

Cette zone est le point de départ des fissures en sous couche qui apparaissent avec le phénomène de fatigue du matériau. Ainsi pour une bague de roulement à rouleaux de

diamètre  $60\text{ mm}$ , la demi largeur de contact  $b$  à la pression maxi de  $4\text{ GPa}$  est de  $0.35\text{ mm}$ , la zone sensible en sous couche se situe à  $0.27\text{ mm}$  du contact.

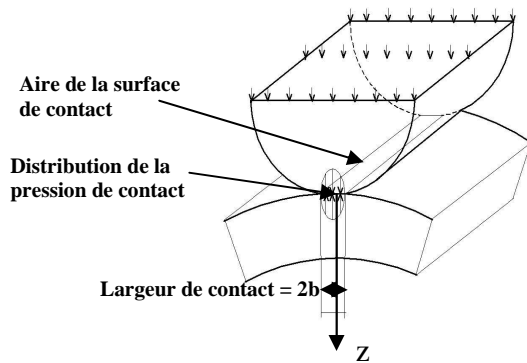


Figure 1. Contact entre le rouleau et la bague de roulement.

L'implantation du capteur évite cette zone. Les déformations dans la bague sont liées aux contraintes par une matrice de raideur et diminuent elles aussi rapidement avec la profondeur  $z$ . Nous exploitons ce gradient de la déformation dans l'épaisseur de la bague de roulement suivant une direction normale à la surface de contact des solides.

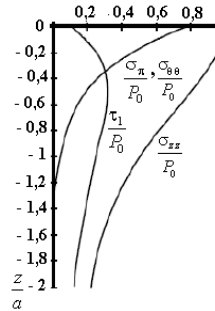


Figure 2 : Variation des composantes du tenseur des contraintes le long de l'axe de symétrie.

## 2.2. Caractéristiques de la sonde capacitive

Nous proposons la réalisation suivante (Fig. 5) qui pénalise peu la capacité du roulement. La concentration de contrainte est augmentée de l'ordre de 20%. La bague est percée au diamètre de  $0.5\text{ mm}$ . Le fond de perçage se trouve à  $1,2b$  de la surface de contact avec le rouleau avant d'atteindre la zone du point de départ des fissures. Un rainurage ou un lamage est effectué sur la bague.

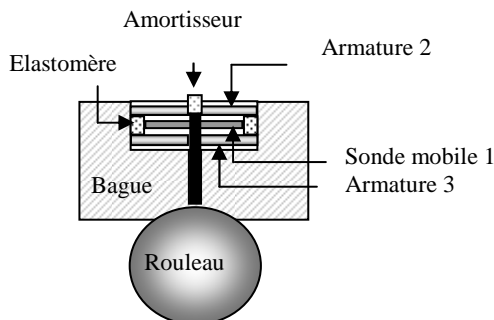


Figure 5. Schématisation de la sonde capacitive

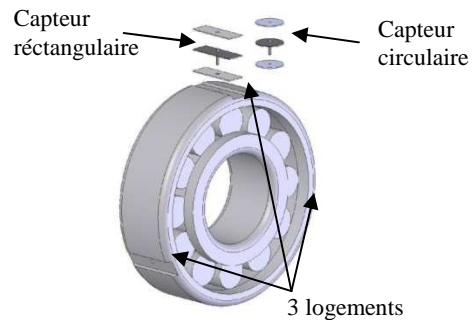


Figure 6 : Implantation des sondes sur la bague de roulement.

La déformation du lamage n'est pas plane et pour rester dans l'hypothèse du condensateur plan les armatures 1 et 2 sont constituées de deux lamelles en rilsan recouvertes d'un dépôt électrolytique conducteur. Ces lamelles sont solidaires des parois latérales du rainurage.

La sonde capacitive est fixée rigidement sur une tige de rappel en acier. Cette tige est toujours maintenue en contact avec le fond du perçage grâce à un élastomère situé à l'autre extrémité. Deux amortisseurs liés aux parois latérales assurent la bande passante mécanique de la sonde aux fréquences d'utilisations.

La sonde mobile 1 se déplace, perpendiculairement à son plan entre les deux armatures fixes 2 et 3 solidaires de la bague du roulement. Trois sondes identiques sont implantées sur la bague du roulement (Fig 6). Elles permettent de détecter le plan contenant les efforts principaux.

### 3. Simulation numérique des déformations et point de fonctionnement mécanique de la sonde.

Des simulations numériques ont été effectuées avec le logiciel ABAQUS; On a considéré les hypothèses suivantes : l'élément roulant indéformable, frottement de contact et l'influence de la lubrification négligés, modèle de contact plan/cylindre, prise en compte des symétries pour ne modéliser que le quart du dispositif (Fig 7), cylindre uniformément chargé de diamètre  $12\text{ mm}$  et de longueur  $20\text{ mm}$ . La charge maximale appliquée sur le cylindre induit une *pression de Hertz au contact*  $p_{max} \leq 4\text{ GPa}$ . Pour respecter cette contrainte la charge maxi répartie sur le rouleau ne doit pas dépasser  $219\text{ MPa}$  soit une force de  $52560\text{ N}$  sur le demi-rouleau.

La simulation permet d'accéder aux isovaleurs de déformation suivant la direction U2, perpendiculaire au plan de contact des solides, pour différentes valeurs de la charge (Fig. 7). La figure correspond à la charge maximum.

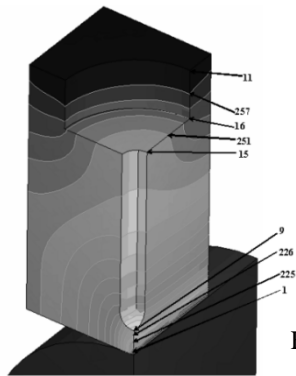
Les résultats numériques (tableau 1) fournissent les déplacements de chacun des points situés le long de l'axe de symétrie  $Oz$  en fonction de la charge imposée sur la surface du lamage (Fig. 8).

Le déplacement entre le *point 9* situé près de la contrainte maximum, et le *point 15* situé sur la première surface du capteur est de  $31\text{ }\mu\text{m}$  (Fig. 8).

Ces résultats permettent d'établir le différentiel de déplacement entre les points 9 et 15 séparés de  $l=7\text{ mm}$ , en fonction de la charge. Le choix de la position de ces deux points sur l'axe vertical  $Oz$  défini par la profondeur du perçage ainsi que la distance les séparant déterminent « l'étendue de mesure utile » : (EMU) ainsi que et la sensibilité mécanique  $S_{Mij}$  de la sonde (admittance mécanique).

La souplesse mécanique est :  $S_{M9/15}=0,05\text{ }\mu\text{m}/100\text{ N}$  et la raideur mécanique est :  $K_{M9/15} = 2000\text{ N}/\mu\text{m}$

L'étendue de mesure utile (EMU) est alors de  $31\text{ }\mu\text{m}$  pour la charge variant de 0% à 100%.



point	0z	20%	45%	85%	100%
1	10	13,88	31,17	58,77	68,82
225	9,66	11,45	25,77	48,69	57,12
9	9	9,4	21,15	39,94	46,94
15	2	3,2	7,24	13,68	16,1
251	2	2,8	6,3	11,9	14
11	0	0	0	0	0

Tableau 1. Déplacements en  $\mu\text{m}$  dans la direction verticale suivant le % de la charge maxi.

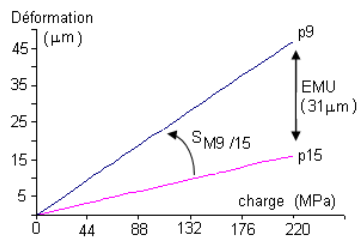
Figure 7. Isovaleurs des déformations pour une charge donnée

#### 4. Modélisation électrique de la sonde capacitive et conditionnement des signaux

##### 4.1. Modélisation de la sonde.

Le dispositif réalise un double condensateur à écartements variables dont les variations de capacité dans le temps traduisent les déplacements. Le diélectrique est l'air, les pertes sont donc négligeables et les impédances se réduisent à celles des capacités.

Lors du montage des roulements, la bague tournante par rapport à la direction de la charge radiale doit être montée serrée et la bague fixe est glissante. L'ajustement sur la bague tournante est de type serré H7k6. Cela induit une déformation dans l'épaisseur de la bague tournante de l'ordre de  $10^{-3}$  mm.



$$S_{M9} = 0,21 \mu\text{m} / \text{MPa} \Rightarrow 0,21 \mu\text{m pour } 240\text{N}$$

$$S_{M15} = 0,09 \mu\text{m} / \text{MPa} \Rightarrow 0,09 \mu\text{m pour } 240\text{N}$$

$$S_{M9/15} = 0,12 \mu\text{m} / \text{MPa} \Rightarrow 0,12 \mu\text{m pour } 240\text{N}$$

Figure 8. Déplacement relatif des points et sensibilité mécanique du dispositif.

Ces nouvelles contraintes sont transmises, en partie, par les éléments roulants à la bague fixe et entraîne une très faible déformation de celle-ci de quelques microns. Les sondes capacitatives étant intégrées à la bague fixe, leurs points de fonctionnement sont modifiés. Les équations du modèle électrique deviennent [1] et [2].

$$C_{S1} = \frac{\epsilon_0 \cdot S}{D_1 \pm \Delta d} = \frac{\epsilon_0 \cdot S}{D_0 + \delta} \cdot \frac{1}{1 \pm \frac{\Delta d}{D_0 + \delta}} = C_1 \cdot \frac{1}{1 \pm \frac{\Delta d}{D_0 + \delta}} \quad [1]$$

$$C_{S2} = \frac{\epsilon_0 \cdot S}{D_2 \mp \Delta d} = \frac{\epsilon_0 \cdot S}{D_0 - \delta} \cdot \frac{1}{1 \mp \frac{\Delta d}{D_0 - \delta}} = C_2 \cdot \frac{1}{1 \mp \frac{\Delta d}{D_0 - \delta}} \quad [2]$$

Soit au premier ordre près, pour un capteur  $i$  : 
$$\Delta C_i(t) \approx \frac{2C_0}{D_0} \left[ \delta_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right] \quad [3]$$

La variation  $\Delta C_i(t)$  est due à des efforts statiques lors du montage du roulement et des efforts dynamiques qui induisent respectivement les déplacements  $\delta_i$  et  $\Delta d_{ij}(t)$  [3].

Pour les trois capteurs à  $120^\circ$ , on accède à l'équation vectorielle (4)

$$\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\Delta C_i}(t) = \frac{2 \cdot C_0}{D_0} \left[ \sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\delta_i} + \sum_{i=1}^3 \sum_j \overrightarrow{\Delta d_{ij}}(t) \right] \quad [4]$$

S'il existe des efforts statiques supplémentaires s'exerçant sur les roulements, pour un capteur  $i$ ,  $\Delta C_i(t)$  et  $\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\Delta C_i}(t)$  sont respectivement les équations (5) et (6) :

$$\Delta C_i(t) \approx \frac{2C_0}{D_0} \left[ \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right] \quad [5]$$

$$\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\Delta C_i}(t) = \frac{2 \cdot C_0}{D_0} \left[ \sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\delta_i} + \sum_i \overrightarrow{\lambda_i} + \sum_{i=1}^3 \sum_j \overrightarrow{\Delta d_{ij}}(t) \right] \quad [6]$$

La somme algébrique des composantes des vecteurs déplacements dues au serrage de la bague tournante est nulle ( $\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\delta_i} = \vec{0}$ ) car ceux-ci sont uniformément repartis sur la bague.

$$\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\Delta C_i}(t) = \frac{2 \cdot C_0}{D_0} \left[ \sum_i \overrightarrow{\lambda_i} + \sum_{i=1}^3 \sum_j \overrightarrow{\Delta d_{ij}}(t) \right] \quad [7]$$

D'où

$\sum_i \overrightarrow{\lambda_i}$  et  $\sum_j \overrightarrow{\Delta d_{ij}}(t)$  représentent les sommes vectorielles des déplacements dus aux

efforts statiques et dynamiques radiaux exercés sur le roulement. Ces deux termes caractérisent les deux aspects du fonctionnement de la sonde capacitive.

#### 4.2. Points de fonctionnement de la sonde.

Les variations des capacités des condensateurs en fonction du déplacement relatif des armatures sont représentées ci-dessous (Fig. 9).

Aux points  $M_0$ ,  $M_1$ ,  $M_2$  les sensibilités sont :

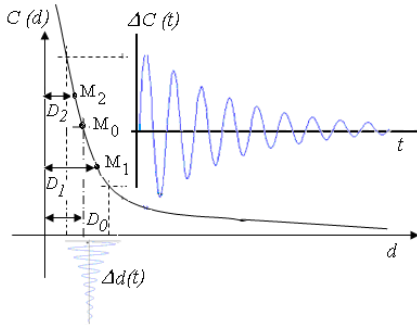
$$S_{C_0} = -\frac{\epsilon_0 S}{D_0^2} ; S_{C_1} = -\frac{\epsilon_0 S}{D_1^2} = -\frac{\epsilon_0 S}{[D_0 + (\delta + \lambda)]^2} , S_{C_2} = -\frac{\epsilon_0 S}{D_2^2} = -\frac{\epsilon_0 S}{[D_0 - (\delta + \lambda)]^2}$$

Où  $S$  est la surface active de la sonde.

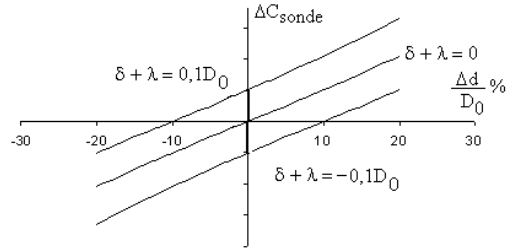
Pour des petits déplacements autour de ces points les valeurs des capacités sont :

$$C_0 = \frac{\varepsilon S}{(D_0 \pm \Delta d)} \quad C_{S1} = \frac{\varepsilon_0 S}{[(D_0 + \delta + \lambda) + \Delta d]} \quad C_{S2} = \frac{\varepsilon_0 S}{[(D_0 - \delta - \lambda) - \Delta d]}$$

D'où :



$$\Delta C_{sonde} = C_{S1} - C_{S2} = \frac{\varepsilon_0 S}{D_0^2} \cdot \frac{2(\delta + \lambda + \Delta d)}{1 - \left(\frac{\delta + \lambda + \Delta d}{D_0}\right)^2}$$



Le développement limité du dénominateur à l'ordre 2 permet d'écrire :

$$\Delta C_{sonde} = 2 \cdot \frac{\varepsilon_0 S}{D_0^2} \cdot (\delta + \lambda + \Delta d) (1 + \varepsilon^2) \quad [8]$$

$\varepsilon^2 = \left(\frac{\delta + \lambda + \Delta d}{D_0}\right)^2$  représente l'erreur de linéarité déterminée en pourcentage de

l'étendue de mesure de la sonde. Dans le domaine où  $\varepsilon^2$  est négligeable, alors :

$$\Delta C_{sonde} = 2 |S_{C_0}| (\delta + \lambda) + 2 |S_{C_0}| \Delta d(t) \quad \Delta C_{sonde} = \Delta C_{statique} + \Delta C_{dynamique}$$

Pour une sonde donnée, l'étendue de mesure dépend du point de fonctionnement choisi. La sensibilité de la capacité  $S_{C_0}$  varie en raison inverse du carré de l'étendue de mesure. La sensibilité de la sonde pourra être considérée comme constante pour des petits déplacements autour d'un point de fonctionnement

## 5. Conditionnement des signaux et montage expérimental

Il s'agit de mesurer précisément des petites variations de capacités qui traduisent les déplacements  $(\delta_i + \lambda_i)$  et  $\pm \Delta d_i$ . La sonde capacitive constitue deux condensateurs  $C_{S1}$  et  $C_{S2}$  utilisés en fonctionnement push-pull. Le conditionneur retenu pour mesurer  $\Delta C = C_{S1} - C_{S2}$  comporte deux amplificateurs de charges (Fig. 11).

Si les valeurs des capacités des condensateurs de retours sont rigoureusement les mêmes :

$$\Delta V_{outi} = \frac{V_e}{C_f} \cdot \frac{2C_0}{D_0} \left[ \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right] \quad \Delta V_{sonde} = \Delta V_{statique} + \Delta V_{dynamique}$$

$$V_e(t) = V + V_{max} \sin \omega t \quad \omega > 10 \text{ kHz}$$

$$\Delta V_{outi} = K \left[ V \left( \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right) + V_{max} \sin \omega t \left( \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right) \right] \quad K = \frac{2C_0}{C_f D_0}$$

$$\Delta V_{outiFiltré} = KV \left( \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right)$$

Un démonstrateur (Fig. 12) a été réalisé pour mesurer des déformations dus aux efforts statiques sur une machine à essai de traction-compression.

Les caractéristiques liées à la sonde capacitive et à son conditionneur sont :

Surface active de la sonde :  $S = 51.10^{-6} m^2$ ,      L'étendue de mesure utile :  $EMU = \pm 3 \mu m$   
 Permittivité de l'air :  $\epsilon_0 = 8,85.10^{-12} pF/m$ ,      Sensibilité mécanique :  $S_{M9/15} = 0,05 \mu m/100N$   
 Condensateur de retour :  $C_f = 10 pF$ ,      Raideur mécanique :  $K_{M9/15} = 2000 N/\mu m$

Tension d'entraînement :  $V_e(t) = 1 + 1 \sin(2\pi.10^4 t)$

Pour une linéarité de 1 % sur l'EMU, il faut une distance  $D_0 = 10 EMU = 30 \mu m$  :

$$\epsilon^2 = \left( \frac{EM}{D} \right)^2 = \left( \frac{3}{30} \right)^2 = 1\%$$

Le point de fonctionnement électrique de la sonde correspond à :

$$C_0 = 15 pF \quad \text{et} \quad |S_{C0}| = 0,5 pF / \mu m \Rightarrow KV = \frac{2C_0}{C_f D_0} = 10^5 V/m = 0,1 V / \mu m$$

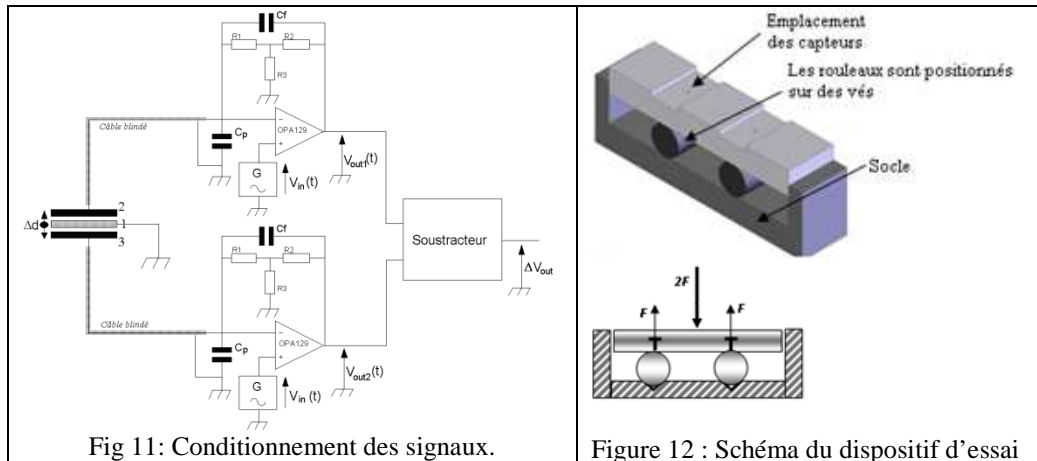


Fig 11: Conditionnement des signaux.

Figure 12 : Schéma du dispositif d'essai

On relève donc l'effort  $2F$  imposé et la tension  $\Delta V_{outfiltré}$ .



## 6. Les résultats expérimentaux

Les efforts statiques  $F$  (exprimés en Newton) s'exerçant sur la bague sont reliés aux déformations par la raideur mécanique de la sonde:

$$\Delta V_{\text{oufiltré}} = KV\lambda \quad \text{mais : } \lambda = \frac{F}{K_{Mi/j}}$$

$$\Rightarrow F = \frac{K_{Mi/j} \Delta V_{\text{oufiltré}}}{KV} = \frac{2000}{0,1} \Delta V_{\text{oufiltré}}$$

$$F = 2.10^4 \times \Delta V \quad \text{d'où} \quad \Delta V = 5.10^{-5} \times F$$

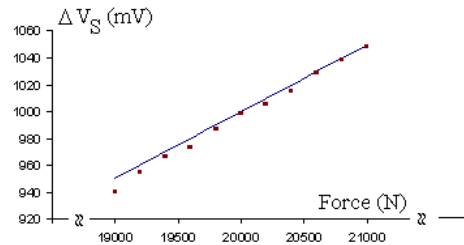


Figure 13 : Résultats expérimentaux

## 7. Conclusion

L'étude théorique ainsi que la réalisation d'un démonstrateur ont montré qu'il est possible d'intégrer une sonde capacitive dans la bague d'un roulement afin de mesurer les efforts radiaux qui s'exercent sur celui-ci. Ce travail se poursuit par la réalisation d'un prototype directement intégré à la bague du roulement.

Par la suite, nous nous proposons de développer des sondes capacitives capables de mesurer les déplacements axiaux et radiaux afin de mesurer les efforts dans les trois dimensions.

A partir des capteurs implantés sur le roulement, des procédures d'analyse temporelles et fréquentielles vont être développées afin de déterminer l'intensité, la direction et la variation au cours du temps des forces qui s'exercent sur le roulement.

## Bibliographie

Hills, D.A., Nowell, D., Sackfield, A.,” *Mechanics of elastic contact*”, Oxford: Butterworth-Heinemann, 496p, 1993.

Bonse W., Mul C., and J. W. Spronck, *Finite-Element Modelling as a Tool for Designing Capacitive Position Sensors*, Sensors and Actuators, A 46-47: pp. 266-269, 1995.

Alexander A Trusov “*Nonlinear Effects in Control of Capacitive Resonant Microstructures*”, Master of Science in Mechanical and Aerospace Engineering, University of California, Irvine, 2006.

Philip T. Smith Jr. “*Analysis and application of capacitive displacement sensors to curved surfaces*” PhD Thesis Lexington, Kentucky, 2003.

Hongshen Ma. “*Capacitive Displacement Sensing for the Nanogate*”, Masters of Science in Media Arts and Sciences, Massachusetts Institute of Technology, 2004.

Baxter, L., *Capacitive Sensors: Design and Applications*. IEEE Press Series on Electronics Technology. 1996.