



HAL
open science

Analyse élastoplastique du contact cylindrique entre des corps revêtus

Lucie Bachelet, Philippe Sainsot

► **To cite this version:**

Lucie Bachelet, Philippe Sainsot. Analyse élastoplastique du contact cylindrique entre des corps revêtus. 17e Congrès Français de Mécanique, Aug 2005, Troyes, France. hal-04203582

HAL Id: hal-04203582

<https://hal.science/hal-04203582>

Submitted on 11 Sep 2023

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

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

Analyse élastoplastique du contact cylindrique entre des corps revêtus

Lucie Bachelet, Philippe Sainsot

Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSAL)
20 Av. Albert Einstein
69621 VILLEURBANNE

Résumé :

La technologie des joints métalliques utilise des surfaces revêtues. En effet, les portées de joint n'étant pas parfaitement lisses, on interpose entre les surfaces des revêtements mous dont l'écoulement plastique sous charge permet de gommer les inégalités des surfaces. L'objectif de ce papier est de montrer l'influence de l'épaisseur du revêtement sur le comportement du contact..

Abstract :

Metallic gaskets are frequently used in applications operating under extreme conditions (very high or low temperatures). The elastic-plastic contact conditions between a layered toroidal seal and its seat are presented in this paper. Three different types of behavior are defined according to the thickness of the layer: (A) very thin, (B) very thick and (C) intermediate layer. Using a dimensional approach, two criterions related to the layer thickness (very thin or very thick) are defined.

Mots clefs :

Etanchéité; Revêtement; Plasticité; Mécanique des Contact..

1 Introduction

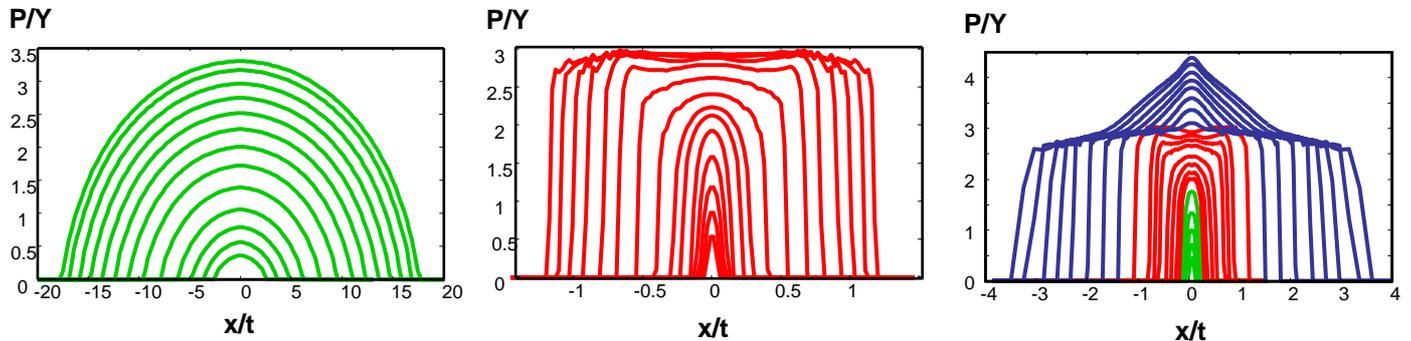
Afin d'assurer l'étanchéité dans des applications sous conditions extrêmes, les industriels ont l'habitude d'utiliser des joints métalliques. L'étanchéité est alors réalisée par le contact entre deux surfaces métalliques revêtues d'une couche métallique molle, telle que l'argent. Dans cette étude, nous analysons le comportement élastoplastique d'un tel contact. Cet article présente une analyse par éléments finis permettant d'étudier les différents domaines de comportement d'un revêtement élastoplastique collé sur un substrat élastique en contact avec un cylindre élastique. En fonction du chargement et de l'épaisseur du revêtement, on constate que le contact suit un comportement élastique, puis plastique avec une limitation de la pression à la dureté du revêtement, enfin, au-delà d'une certaine charge, la pression se remet à augmenter au centre du contact. Les domaines de comportement sont classés par l'utilisation de formes adimensionnées et une explication pour la forme du champ de pression est fournie.

2 Modèle et constatation

Le problème initial consiste à étudier le contact entre un joint torique revêtu et sa portée. Comme les dimensions du tore sont très grandes par rapport à la géométrie du contact, il est possible de modéliser ce problème par le contact normal sans frottement d'un cylindre élastique (acier) sur un milieu composé d'un substrat élastique (acier) et d'un revêtement élastoplastique (argent). Pour cela, un modèle par éléments finis 2-D (code ABAQUS) a été choisi. L'épaisseur et les propriétés du revêtement et le rayon du cylindre varient en fonction des différents cas de contact simulés.

Le chargement est normal et appliqué par un déplacement vertical du cylindre. Le massif est encastré à sa base et ses faces latérales sont laissées libres pour permettre l'écoulement plastique du revêtement. Le problème est résolu par une analyse statique non linéaire en déformations planes et le contact est sans frottement.

Après plusieurs simulations, il a été observé que le comportement mécanique du massif était directement



a – faible charge ou revêtement fin

b - forte charge et revêtement épais

c- épaisseur intermédiaire

FIG. 1 - Différentes formes de champs de pression

relié à l'épaisseur du revêtement. De plus, il est important de souligner le fait que la notion d'épaisseur de revêtement est relative à la demi-largeur de contact et au rayon du cylindre. Trois types de comportement ont donc pu être mis en évidence : deux cas extrêmes (revêtements très fins et très épais) et un cas intermédiaire. La Figure 1 représente le champ de pression de contact pour ces trois cas.

Pour un revêtement très fin, le champ de pression est proche de celui d'un massif élastique homogène. Dans ce cas, le revêtement a très peu d'influence sur le comportement du massif et le substrat est le plus influent. Pour un revêtement très épais, le système évolue comme le revêtement. En effet, le comportement du massif est élastoplastique. On peut observer que le champ de pression de contact quitte le domaine élastique pour entrer dans le domaine plastique et est limité par trois fois la limite élastique du revêtement. Enfin, le dernier cas est celui d'un revêtement qui n'est ni très fin ni très épais. Ici, au début du chargement, le massif suit le comportement du cas d'un revêtement très épais. Mais, à partir d'une certaine charge, le champ de pression présente un pic central et n'est plus limité par trois fois la limite élastique. Ce comportement particulier du champ de pression n'a jamais été mis en évidence dans les études précédentes de contact entre des corps revêtus. Cet article propose donc de prédire et d'expliquer les différents domaines de comportement d'un massif muni d'un revêtement d'épaisseur finie.

3 Théorie / Rappels

3.1 Domaine élastique

La théorie de Hertz définit la pression de contact maximale P_h et la demi-largeur de contact b_h par les expressions:

$$P_h = \frac{2w}{\pi b_h} \quad \text{et} \quad b_h = \sqrt{\frac{8wR}{\pi E'}}$$

où w est la charge par unité de longueur, R le rayon réduit du contact (ici le rayon du cylindre) et E' le module d'élasticité réduit. E' est une fonction des caractéristiques mécaniques de chaque matériau en contact et est défini par l'expression :

$$\frac{2}{E'} = \frac{1-\nu_m^2}{E_m} + \frac{1-\nu_c^2}{E_c}$$

Dans cette formule, les indices m et c représentent le massif et le cylindre.

Dans l'expression de la demi-largeur, il peut être observé que b est une fonction croissante de la charge w . En effet, lorsque w augmente, le rapport b_h/t augmente aussi et l'épaisseur du revêtement t diminue par rapport à la taille du contact. Donc, pour de faibles charges, les déformations élastiques sont dans le revêtement et, pour de fortes charges elles sont situées dans le substrat. Le module élastique du massif évolue

alors en fonction du chargement. C'est pourquoi il peut s'avérer intéressant de trouver une forme analytique pour le module élastique réduit E' . Plusieurs tentatives (Komvopoulos 2003, ...) ont déjà été faites pour l'utilisation de E' , mais elles concernent le contact sphérique et sont fréquemment associées à des analyses de dureté. L'expression proposée dans cet article est inspirée de la formule donnée par King (1987). Dans cette formule, on considère que le module élastique équivalent du massif E_m est une moyenne pondérée des propriétés mécaniques du revêtement et du substrat et prend la forme :

$$\frac{1}{E_m} = \alpha \cdot \frac{1 - \nu_r^2}{E_r} + (1 - \alpha) \cdot \frac{1 - \nu_s^2}{E_s}$$

où les indices r et s représentent le revêtement et le substrat. Le paramètre α qui représente le poids des déformations élastiques du revêtement par rapport aux déformations élastiques totales. Une expression simple pour ce paramètre a été trouvée en utilisant la courbe représentant l'évolution de la demi-largeur de contact b pour un milieu revêtu (calculée avec un code semi analytique du LAMCOS) adimensionnée par la demi-largeur de Hertz b_0 pour un massif élastique homogène en fonction de l'épaisseur du revêtement adimensionnée par b_0 . Cette courbe a une forme d'exponentielle en fonction du rapport t/b_0 . Une très bonne approximation de cette courbe est obtenue en prenant pour l'expression de α :

$$\alpha = 1 - e^{-0,9 \frac{t}{b_0}}$$

3.2 Domaine plastique

Afin de déterminer si le massif entre dans le domaine plastique, on peut utiliser le critère de Von Mises :

$\tau_{\max} = \frac{Y}{\sqrt{3}}$ où, Y est la limite élastique. Pour le contact entre un cylindre et un plan, on a

$\tau_{\max} = 0.32 * P_h$ et ce τ_{\max} est atteint à la profondeur : $d = 0.7 * b_h$. Le critère peut être exprimé en termes de pression par la formule : $P_h = 1.8 * Y$. Cependant, dans un milieu revêtu, cette condition de fin d'élasticité n'est pas suffisante. En effet, parce que seul le revêtement a un comportement plastique, le massif n'entre dans le domaine plastique que si le premier point de plasticité est situé dans le revêtement. Le milieu peut donc entrer dans le domaine plastique si $t > 0.7 * b_h$. En effet, si $t < 0.7 * b_h$ le maximum de pression est situé dans le substrat, qui est élastique. Les déformations sont alors élastiques.

A partir de cette condition, un critère pour les revêtements fins peut être proposé. Tout d'abord, il faut écrire la demi-largeur de contact de Hertz b_h au premier point de plasticité : $\frac{b_h}{t} = 7.2 * \frac{R * Y}{t * E'}$. Le massif

entre alors dans le domaine plastique si : $\frac{b_h}{t} < \frac{1}{0.7} = 1.43$. En conclusion, nous pouvons considérer que

le revêtement est fin (i.e. la contrainte maximale est dans le substrat) si : $\frac{R * Y}{t * E'} > 0.2$ ou $\frac{t}{R} < 5 \frac{Y}{E'}$.

Si le revêtement est suffisamment épais, il peut alors entrer dans le domaine plastique. Dans ce cas, il est possible d'utiliser la théorie de Tabor (1951) qui limite la pression de contact à la dureté du matériau, qui est, pour un revêtement élastique plastique parfait, égal à trois fois la limite élastique. La pression de contact maximale P_{\max} est alors exprimée par : $P_{\max} = 3.Y$. De plus, lorsque P_{\max} atteint la dureté du revêtement, la distribution de pression prend une forme de plateau (figure 1.b). Il est donc facile d'exprimer la demi-largeur de contact dans le domaine plastique comme une fonction de la charge appliquée $b_{pl} = \frac{W}{6.Y}$.

Cette théorie (nommée ici "théorie de la dureté") est valable pour un massif élastoplastique homogène ou pour des revêtements très épais. Dans le cas général des corps revêtus, à partir d'une certaine charge, la Pression au centre du contact se remet à augmenter. La Figure 1.c illustre ce phénomène. L'évolution de la pression maximale dans le contact en fonction de la charge est présentée sur l'exemple de la figure 2.

Afin de comprendre et de prédire ce comportement, il est nécessaire d'analyser les résultats de la simulation par éléments finis.

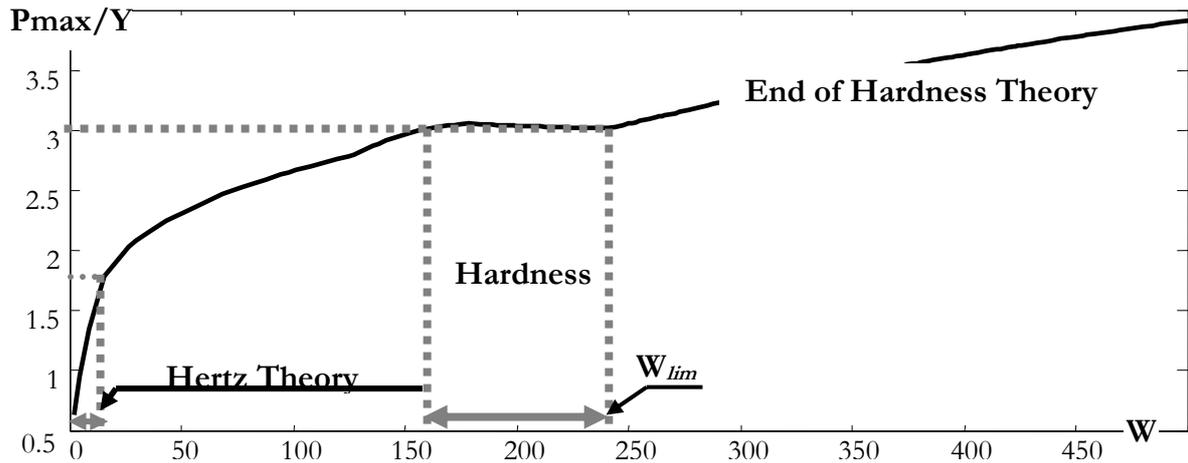


FIG. 2 – Pression maximale de contact en fonction de la charge

4 Résultats, Explication et Discussion

4.1 Adimensionnements :

4.1.1 Domaine élastique:

Au début du chargement, le massif a un comportement élastique. Afin d'obtenir une bonne représentation du domaine élastique, il faut utiliser les formules de Hertz [1]. Nous avons alors $\frac{P_h}{Y} = \frac{1}{4} \frac{E' b_h}{Y.R}$. Dans tous

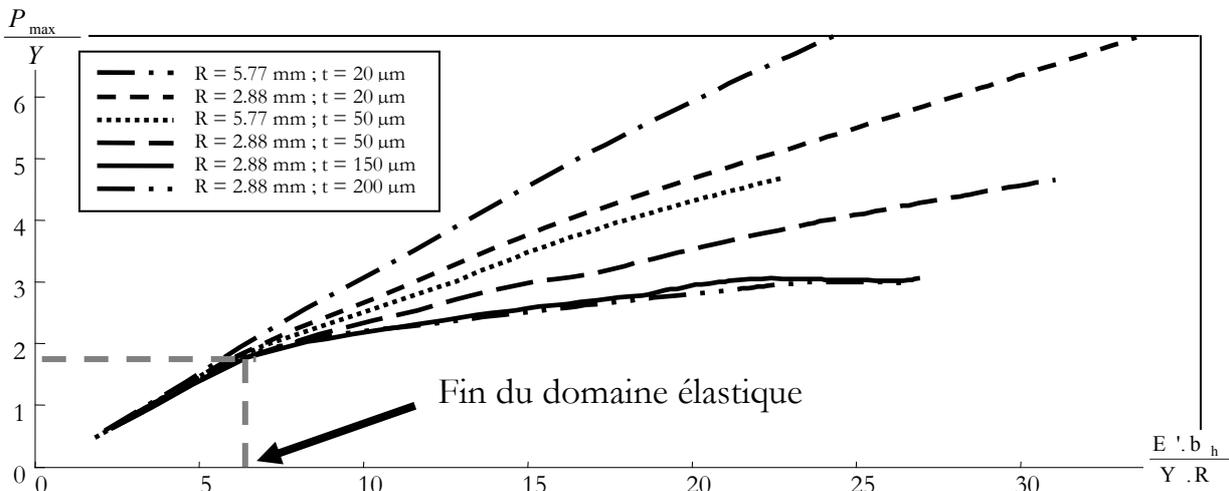


FIG. 3 – Evolution de la pression en fonction du paramètre de charge (élastique)

nos cas de calcul, les tracés de la pression maximale en fonction du paramètre de charge $\frac{E' b_h}{Y.R}$ (figure 3)

suivent cette évolution et se regroupent, dans le domaine élastique, en une seule courbe en prenant soin de considérer le revêtement dans la formule du module d'élasticité réduit. De plus, le domaine élastique se

termine pour $\frac{E' b_h}{Y.R} \approx 7$. Cette valeur correspond bien au critère de Von Mises pour le premier point de plasticité.

Passé cette valeur, les pentes des différentes courbes changent. Les cas, pour lesquelles les variations des pentes sont très petites, correspondent à des cas de revêtement fins ($t < 20 \mu\text{m}$, $R = 57 \text{ mm}$). En effet, les maxima de contrainte sont dans le substrat et les déformations sont élastiques. Inversement, plus le

changement de pente est important et plus le revêtement est épais. Dans ces cas, les maxima de contrainte sont dans le revêtement et les déformations sont plastiques. Pour les cas de revêtement très épais ($t > 150 \mu\text{m}$, $R = 2.88 \text{ mm}$), on observe que la pression maximale est limitée par la dureté du revêtement et que les différents domaines de comportement sont plus facilement identifiables que pour les cas de revêtement fins. Enfin, pour les cas intermédiaires, la théorie de la dureté n'est plus valable.

4.1.2 Domaine plastique:

Pour décrire le domaine plastique, il est nécessaire de définir une nouvelle forme adimensionnée. Comme cela a été mentionné dans les parties précédentes, c'est l'épaisseur relative du revêtement qui détermine si le massif peut entrer dans le domaine plastique. Nous utiliserons donc comme paramètre de charge la forme adimensionnée $\frac{b_{pl}}{t}$ afin de représenter le domaine plastique. La Figure 4 montre l'évolution de $\frac{P_{max}}{Y}$ en

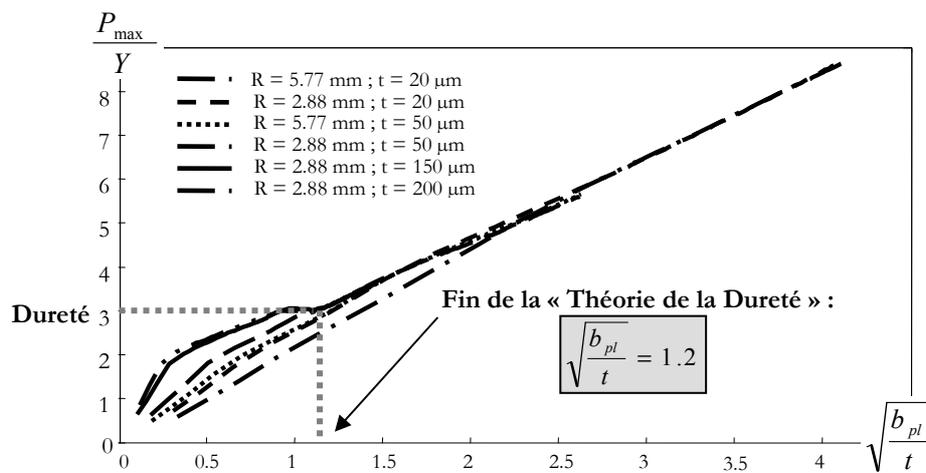


FIG. 4 – Evolution de la pression en fonction du paramètre de charge (plastique)

fonction de $\sqrt{\frac{b_{pl}}{t}}$. Comme pour la représentation du domaine élastique, on peut remarquer sur cette courbe que les différents domaines de comportement du massif sont plus visibles pour les cas de revêtement épais (les variations de pentes sont plus importantes). Donc le massif traverse successivement:

- le domaine élastique pour $P_{max}/Y < 1.8$
- le début du domaine plastique
- le "domaine de la dureté", où $P_{max}/Y = 3$
- la fin du "domaine de la dureté", où $P_{max}/Y > 3$

Bien que les 3 premières étapes de comportement apparaissent pour différentes valeurs de $\sqrt{\frac{b_{pl}}{t}}$, le "domaine de la dureté" se termine pour la même valeur de ce rapport quelque soient les configurations de contact. On peut donc proposer un critère pour les revêtements épais : $\sqrt{\frac{b_{pl}}{t}} < 1.2$.

4.2 Explications

Les différents types de comportement de domaine élastique à celui de la dureté ont déjà été identifiés dans les études précédentes, mais la fin de ce dernier n'a jamais été mis en valeur. Pour expliquer ce nouveau comportement des corps revêtus, nous avons utilisé la distribution de déformations plastiques équivalentes, ϵ_p . On constate que les maxima de ϵ_p sont situés à l'interface entre le revêtement et le substrat et au centre du contact. Pendant le chargement, l'écoulement plastique du revêtement évolue vers l'extérieur de la zone de contact. Mais à forte charge, cet écoulement est gêné par la présence du substrat. Les déformations

plastiques se bloquent à l'interface entre le revêtement et le substrat et la pression hydrostatique augmente au centre du contact. C'est pourquoi la pression de contact augmente aussi et quitte le "domaine de la dureté".

5 Conclusion

Dans cet article, le contact entre un cylindre et un massif revêtu a été étudié. Trois types de comportement ont été mis en évidence :

- Les revêtements très fins pour lesquels le massif suit le comportement élastique du substrat. Ici, le revêtement n'a pas d'influence sur le contact et les déformations sont élastiques et situées dans le substrat.
- Les revêtements très épais pour lesquels le comportement du massif est celui du revêtement. Les déformations sont élastiques, puis plastiques et sont situées dans le revêtement. La présence du substrat n'affecte pas le comportement du contact.
- Le cas général pour lequel le revêtement n'est ni très fin ni très épais. Ici, le comportement du massif est influencé à la fois par le revêtement et le substrat. Au début du chargement, les déformations élastiques sont situées dans le revêtement, puis elles s'étendent au substrat. Donc le module d'élasticité du massif évolue et son expression utilise les propriétés élastiques des deux composantes. Lorsque le massif entre dans le domaine plastique, il suit le comportement plastique parfait du revêtement et la pression de contact se borne à la dureté du matériau. Enfin, à partir d'une certaine charge, la présence du substrat gêne l'écoulement plastique du revêtement et la pression augmente au centre du contact. Donc, le massif quitte le domaine de la dureté.
- De plus, dans cette étude, deux critères ont été proposés afin de déterminer si le revêtement est très fin ou très épais. Le revêtement est donc considéré comme étant :

$$\begin{aligned}
 & - \text{très fin si } \frac{b_h}{t} = \frac{R * Y}{t * E'} > 0.2 \\
 & - \text{très épais si } \sqrt{\frac{b_{pl}}{t}} = \sqrt{\frac{W}{6.Y.t}} < 1.2
 \end{aligned}$$

Remerciements

Ce travail a été réalisé dans le cadre d'un Groupement de Recherche incluant le CNRS, le CNES, EDF et la SNECMA qui y ont apporté un soutien financier. Nous tenons donc à les en remercier.

References

- [1] KING, R.B., *Elastic Analysis of Some Punch Problems for a Layered Medium*. International Journal of Solids and Structures, 23 (1987) 1657-1664.
- [2] SAINOT, P., LEROY J.M., VILLECHAISE B. *Effect of surface coatings in a rough normally loaded contact*. 16th Leeds-Lyon Symposium on Tribology. Lyon (1989), p.151 -156.
- [3] PLUMET, S., DUBOURG, M. C., *A 3-D Model for a Multilayered Body Loaded Normally and Tangentially Against a Rigid Body: Application to Specific Coatings*. Journal of Tribology, ASME, 120 (1998) 668-675
- [4] BRAGALLINI, G. M., SAINOT, P., CAVATORTA, M., *Coated Contacts : a Strain Approach*. Tribology International, 36 (2003) 935-941
- [5] KRAL, E. R., KOMVOPOULOS, K., *Three-Dimensional Finite Element Analysis of Subsurface Stress and Strain Fields due to Sliding Contact on Elastic-Plastic Layered Medium*. Journal of Tribology, ASME, 119 (1997) 332-341
- [6] PENG, W., BHUSHAN, B., *A Numerical Three-Dimensional Model for the Contact of Layered Elastic/Plastic Solids with Rough Surfaces by a Variational Principle*. Journal of Tribology, ASME, 123 (2001) 330-342
- [7] YE, N., KOMVOPOULOS, K., *Indentation Analysis of Elastic-Plastic Homogeneous and Layered Media : Criteria for Determining the Real Material Hardness*. Journal of Tribology, ASME, 125 (2003) 685-691
- [8] LEBON, F., RIZZONI, R., RONEL-IDRISSI, S., *Analysis of non-linear soft thin interfaces*. Computers and Structures, 82 (2004) 1929-1938