

INFLUENCE DE CERTAINS PARAMÈTRES SUR LA MODÉLISATION DU COMPORTEMENT DES JOINTS HYDRAULIQUES EN "U"

Monica CRUDU¹, Aurelian FĂTU², Mohamed HAJJAM³,
Adrian PASCU⁴, Sorin CĂNĂNĂU⁵

Simularea comportamentului etanșărilor hidraulice reprezintă o mare provocare datorită existenței multitudinii parametrilor de influență. Noile tehnici de simulare bazate pe teoria hidrodinamică inversă, utilizează ca dată de intrare presiunea obținută în urma modelării cu elemente finite a situației de contact static dintre arbore și etanșare. Această lucrare prezintă problemele ce pot interveni pe parcursul modelării situației de contactului static, cu aplicație la un caz concret: etanșare hidraulică "U".

The simulation of hydraulic seals behavior is quite difficult due to the large number of influence parameters. The new techniques of hydraulic seals simulation, based on the IHL theory, utilizes as input data the pressure distribution obtained from FEM calculation of the dry static contact situation, because seal deformation exceeds the thickness of any lubricant film. This paper presents the problems that can occur during the simulation of the static contact situation, for a particularly studied case: HNBR "U" seal.

La simulation du comportement des joints hydrauliques est très difficile à cause du grand nombre de paramètres d'influence. Les nouvelles techniques de simulation du comportement des joints hydrauliques, basées sur la théorie inverse avec correction hydrodynamique, utilisent comme données d'entrée la distribution de pression de contact statique obtenue par FEM. Ce travail présente les problèmes qui peuvent survenir pendant la modélisation du contact statique, pour un cas particulier: HNBR "U" joint.

Mots clé: joint hydraulique, contact, simulation, paramètres d'influence

1. Introduction

La simulation du comportement des joints hydrauliques a toujours été un défi en raison du grand nombre de paramètres d'influence comme: le matériau du

¹ Machine Eléments et Tribologie, Université POLITEHNICA de Bucarest, Roumanie

² Institut PPRIME, CNRS - Université de Poitiers - 3346 UPR ENSMA Département de Génie Mécanique, Structures et Systèmes complexes, Poitiers, France

³ Institut PPRIME, CNRS - Université de Poitiers - 3346 UPR ENSMA Département de Génie Mécanique, Structures et Systèmes complexes, Poitiers, France

⁴ Machine Eléments et Tribologie, Université POLITEHNICA de Bucarest, Roumanie

⁵ Machine Eléments et Tribologie, Université POLITEHNICA de Bucarest, Roumanie

joint, la pression de service, la température d'utilisation, la vitesse de la tige, la viscosité du fluide, etc. Malgré qu'ils ne soient que des éléments simples de machine, de différents grands problèmes interviennent lors de la simulation de leur comportement.

Les premières études concernant le comportement des joints ont été effectuées depuis 1947 par White et Denny [1]. Ils sont considérés comme les premiers chercheurs dans le domaine des joints hydrauliques, puis à partir de 1960, le nombre d'articles dans ce domaine a connu une forte augmentation.

Le premier défi réside dans le comportement non-linéaire du joint matériel qui est d'habitude un élastomère. En effet, les études de Bauman [2] et Person [3] concernant le comportement des élastomères, sont très complexes et détaillées et peuvent être considérées comme des guides pratiques très utiles pour l'industrie des élastomères. En outre, Patrick Heuillet [4] présenté une méthodologie de modélisation du comportement des élastomères avec application sur un caoutchouc naturel. Il a observé que la richesse de la base de données et le domaine de déformation considérée ont une grande influence sur le modèle de matériau. Nikas [5] présente une étude bibliographique dans le domaine des joints hydrauliques détaillant les avancées réalisées pendant les derniers 80 ans. D'ailleurs, il insiste sur l'importance d'une bonne modélisation du comportement hyper-élastique des élastomères. Les logiciels modernes de calcul utilisent des modèles mathématiques qui décrivent ce comportement. Néanmoins, tous ces modèles ont besoin d'un certain nombre de données expérimentales selon le cas étudié et les plus connus modèles de matériau utilisés pour décrire le comportement d'un élastomère sont présentés dans le travail d'Aidy Ali [6]. Chevalier [7] présente les essais expérimentaux nécessaires pour la réalisation du bon choix du modèle de matériau, pour de différents cas étudiés. Deux méthodes sont traditionnellement utilisées pour calculer les caractéristiques des joints en termes de frottement et de débit de fuite: la méthode directe et la méthode inverse.

Dans la méthode directe l'épaisseur du film fluide est connue et la distribution de la pression du fluide est déterminée par la solution de l'équation de Reynolds et des équations de l'élasticité. Cette méthode est très complexe à implémenter. La méthode inverse semble moins difficile à mettre en œuvre. En effet, elle est maintenant souvent utilisée. Dans cette dernière méthode la distribution de la pression est supposée connue et l'épaisseur du film d'huile est calculée en résolvant simplement l'équation de Reynolds (1):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 \cdot \mu \cdot u \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

où h est l'épaisseur d'huile, $\frac{\partial p}{\partial x}$ la pression de contact, μ la viscosité dynamique d'huile et u la vitesse de la tige.

La pression de contact est déterminée à l'aide d'outil de simulation. En effet, cet outil permet la simulation numérique de la situation de contact statique

entre joint et arbre. En considérant que la déformation du joint pendant l'assemblage et la pressurisation est largement supérieure à l'épaisseur du film lubrifiant, la distribution de la pression de contact sec est presque identique à celle de la distribution de la pression d'huile lubrifiante.

Donc l'objectif de ce travail est d'analyser tous ces problèmes pour le cas particulier d'un joint hydraulique en HNBR, de forme en "U". Le travail propose une méthodologie permettant la réalisation d'une simulation correcte de la situation de contact statique joint/arbre.

2. Description du matériau

Les élastomères sont des matières polymériques avec des propriétés viscoélastiques. Ils ont des modules d'élasticité relativement faibles et une capacité d'allongement allant jusqu'à 500%.

En raison de ces propriétés mécaniques, les élastomères sont de plus en plus utilisés, notamment, dans l'industrie d'automobiles.

Bien qu'ils soient considérés comme des matériaux idéaux pour l'application d'ingénierie spécifique, les élastomères ont un comportement mécanique très complexe. La réponse à la sollicitation traction/compression des élastomères montre trois difficultés qui rendent leur utilisation dans les applications industrielles un véritable défi :

- le changement cyclique des propriétés mécaniques,
- les grandes déformations (jusqu'à 500%),
- la non-linéarité de la courbe contrainte - déformation.

Autres difficultés de modélisation résident du fait que les propriétés physiques des élastomères changent avec la température et à l'immersion dans des liquides agressifs. Cependant, ces aspects ne seront pas abordés ici.

3. Choix du modèle de comportement du HNBR

Selon la théorie phénoménologique de Rivlin [8], les élastomères sont isotropes et presque incompressibles. Les propriétés élastiques des élastomères sont décrites en fonction de l'énergie stockée par l'unité de volume. Cette théorie donne le comportement des élastomères fondé sur les hypothèses mathématiques de la mécanique des milieux continus.

$$W = f(I_1, I_2, I_3) \quad (2)$$

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2, \quad (3)$$

$$I_2 = \lambda_1' \lambda_2^2 + \lambda_2' \lambda_3^2 + \lambda_3' \lambda_1^2, \quad (4)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2, \quad (5)$$

où W est la fonction de la densité d'énergie sur l'élément de volume, I_1, I_2, I_3 sont les trois invariants de la matrice de déformation et $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ sont les principaux rapports de déformation. Pour les matériaux parfaits incompressibles $I_3 = 1$.

Les modèles de comportement les plus connus et utilisés par les logiciels de calcul de structure sont [9]:

- Neo Hooke

$$W = C_{10}(I_1 - 3) \quad (6)$$

- Mooney Rivlin

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (7)$$

- Polynomial N2

$$W = C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{02}(I_2 - 3)^2 \quad (8)$$

- Ogden

$$W = \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} (\lambda_1^{\alpha_n} + \lambda_2^{\alpha_n} + \lambda_3^{\alpha_n} - 3) \quad (9)$$

où $C_{10}, C_{01}, C_{20}, C_{02}, \mu_n, \alpha_n$, sont des constantes de matériel; F est le gradient de déformation.

- Marlow.

Le modèle de comportement Marlow, est dépendant seulement du (I_1) premier invariant de la matrice de déformation, donc il est complètement décrit par un seul test expérimental. Le modèle Marlow est très stable et donne des résultats raisonnables aussi pour autres types de déformations [10].

Dans le cas étudié, le matériau du joint est un caoutchouc nitrile hydrogéné. Comme les autres élastomères, le HNBR a une forte résistance à la traction, une faible déformation permanente et une très bonne résistance à l'abrasion. Les propriétés du HNBR, sont complétées par une bonne stabilité au vieillissement thermique et une bonne résistance à l'huile.

Le choix du modèle de comportement du HNBR a été réalisé à partir d'une courbe contrainte/ déformation apparente, obtenue par un essai de traction uni axiale. Un joint hydraulique est soumis à la compression pendant son fonctionnement. Comme la réalisation de l'essai de compression n'était pas possible on a choisi un modèle à partir des résultats expérimentaux obtenus par l'essai de traction uni axiale.

3.1. Erreur induite par les données expérimentales

Pour obtenir la courbe expérimentale force de traction/déplacement on a refait l'essai de traction uni axiale trois fois, en utilisant trois éprouvettes identiques: HN_1, HN_2, HN_3 sur le dispositif expérimental présenté dans la Fig.1. Chaque fois on obtient une courbe différente (Fig. 2).

De cela on peut tirer une première conclusion: dans la modélisation d'un joint hydrodynamique la première erreur est introduite par les résultats expérimentaux sur le matériau.

Pour déterminer l'erreur qui correspond à l'essai de traction on a converti les courbes expérimentales par un algorithme de "best fit" en courbes polynomiales de cinquième degré. Cela a permis un calcul analytique de la moyenne et de la dispersion (erreur) des valeurs des forces de traction fournies par les essais de traction uni axiales qui correspond à un certain déplacement pour les trois essais.

L'erreur expérimentale relative de chaque essai par rapport aux valeurs moyennes est fournie par la relation:



Fig. 1 Dispositif expérimental pour l'essai de traction uni axiale

$$er = \frac{(dl_m \cdot F_m - dl_{exp} \cdot F_{exp}) \cdot 100}{dl_m \cdot F_m} \quad (10)$$

où F_m est la force de traction moyenne, dl_m est l'allongement moyen de l'éprouvette, dl_{exp} est l'allongement expérimental de l'éprouvette et F_{exp} est la force de traction expérimentale.

Table 1.

Erreurs expérimentales			
Eprouvette	HN_1	HN_2	HN_3
Erreur [%]	5.77	7.35	1.57

On peut ainsi observer que la dispersion des résultats expérimentaux est relatif large (7.3%), ce qui peut affecter aussi les résultats de la modélisation.

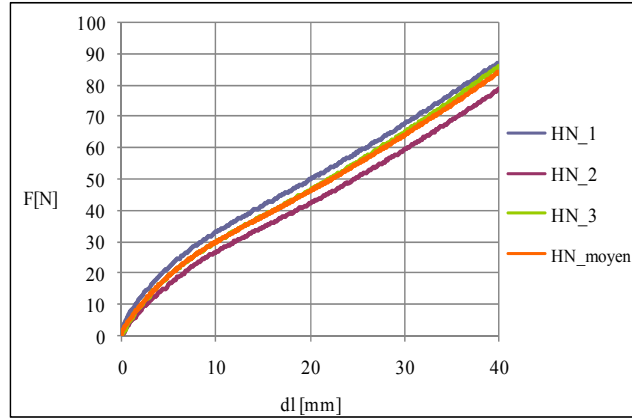


Fig. 2 Les courbes expérimentales de traction uni axiale et la courbe moyenne

3.2 Erreur induite par le modèle de comportement

Une deuxième erreur peut être induite par le modèle de comportement du matériau. Pour voir le pourcentage de cette erreur on a modélisé l'essai de traction uni axiale. Pour décrire le comportement du HNBR on a utilisé la courbe expérimentale contrainte/déformation apparente. Cette courbe a été obtenue en utilisant les formules de calcul (11) pour la contrainte apparente et (12) pour la déformation apparente [9],

$$\sigma_a = \frac{F_t}{S_0}, \quad (11)$$

$$\varepsilon_a = \frac{dl}{L}, \quad (12)$$

où F_t est la force de traction; S_0 la section initiale de l'éprouvette soumise au test de traction; L sa longueur initiale et dl son allongement. Les modèles de comportement Marlow, Polynomial N2, Money Rivlin, Ogden et Neo Hooke ont été comparés. Un logiciel inclus dans Abaqus permet l'évaluation des caractéristiques de stabilité pour les modèles proposés, pour de diverses situations de charge (traction, compression, traction bi axiale, etc.). Dans notre cas on a évalué les caractéristiques de stabilité en fonction du comportement en compression. Les modèles de Marlow, Money Rivlin et Neo Hooke sont les plus stables. Le polynôme N2 devient instable pour une sollicitation de compression qui conduit à des déformations supérieures à 0.23. Le modèle Ogden devient instable pour déformations de moins 0.23. Après l'évaluation de ce deuxième critère, on a modélisé l'essai de traction uni axiale. Les modèles de comportement soumis au test sont: Marlow, Money Rivlin et Neo Hook. Les dimensions de

l'éprouvette modélisée sont identiques avec celles de l'éprouvette réelle. Dans la région de largeur constante on a utilisée un maillage fin structurée. La charge (84N) appliquée correspondre à la force utilisée dans l'expérience.

La région rigide est utilisée pour modéliser l'encastrement dans le bras du dispositif expérimental. À la fin on a comparé les résultats numériques et expérimentaux et on a calculé les erreurs relatives induites par l'utilisation de ces différents modèles de comportement concernant la contrainte et l'allongement. La comparaison a été réalisée avec la contrainte et l'allongement réel.

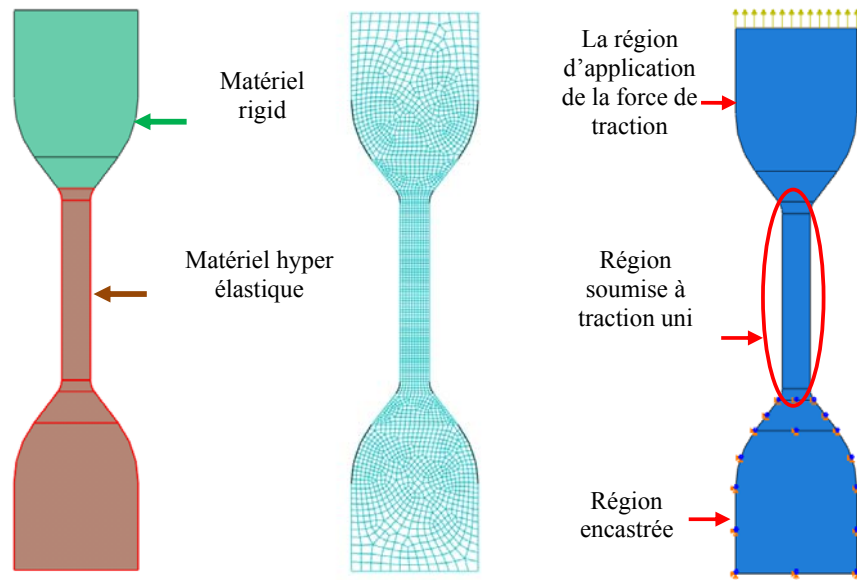


Fig. 3 La modélisation de l'essai de traction uni axiale

Les formules (13), (14) et (15) ont été utilisées pour calculer la contrainte et la déformation réelle [9],

$$\sigma_r = \frac{F_t}{S}, \quad (13)$$

$$S = \frac{S_0 L}{(L + dl)}, \quad (14)$$

$$\varepsilon_r = \ln(1 + \varepsilon_a), \quad (15)$$

Table.2

Erreurs induites par les modèles de comportement

Model de comportement	Marlow	MR	NH
dl_erreur[%]	0.98	11.49	1.21
contrainte_erreur[%]	0.06	6.55	1.11

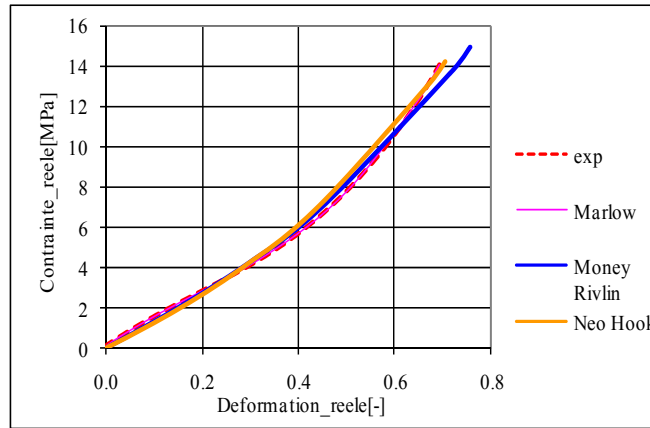


Fig. 4 Comparaison entre les courbes contrainte/déformation réelle obtenues avec les modèles de comportement testées expérimentalement

Le modèle de Marlow est le plus appropriée. Les différences entre les modèles Marlow et Neo Hook sont négligeables. Marlow et Neo Hooke sont des modèles de comportement qui prennent en compte seulement le premier invariant de la déformation et sont stables pour tous les types de déformation. Le modèle de matériau Money-Rivlin induit la plus grande erreur.

3.3 Erreur induite par la valeur du coefficient de Poisson

Dans cette étape on va vérifier l'influence du coefficient de Poisson. Trois valeurs du coefficient de Poisson: 0.48, 0.49, 0.5 ont été utilisées. Le plus petit compromis est obtenu quand on a utilisé la valeur de 0.5 qui décrit une incompressibilité parfaite.

Table 3

Erreurs induites par la valeur du coefficient de Poisson			
c Poisson	0.50	0.49	0.48
dl erreur [%]	0.98	0.97	0.96
contrainte erreur[%]	0.06	1.44	2.80

Le tableau 3 présente comparativement la différence entre les valeurs des déplacements et des contraintes fournies par le modèle de matériau choisi, pour trois valeurs différentes du coefficient de Poisson, et celles obtenues par voie expérimentale. Le calcul est réalisé en utilisant le modèle de matériau Marlow choisi dans le paragraphe précédent. Les plus faibles différences ont été obtenues pour un coefficient de Poisson égale à 0.5. En réalité, il n'existe pas des matériaux parfaitement incompressibles, mais quand un matériau a un coefficient de Poisson près de 0.5, il est considéré comme tel.

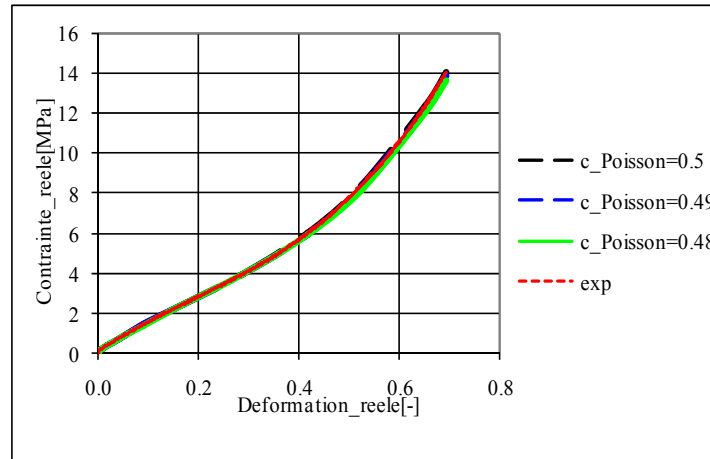


Fig. 5 Comparaison entre les résultats expérimentaux et le modèle mathématique de matériau Marlow pour de différentes valeurs du coefficient de Poisson

4. Choix du maillage

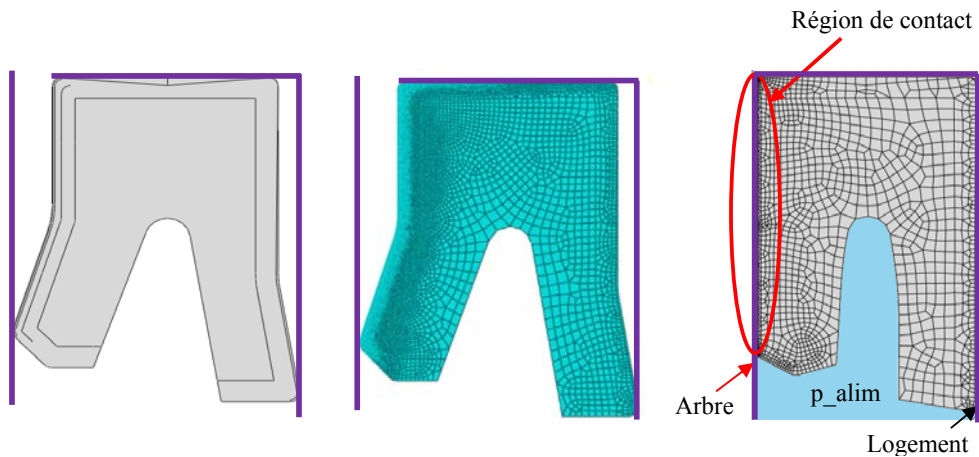


Fig. 6 La modélisation du joint assemblage

Le maillage a une très grande influence sur les résultats de la modélisation du comportement du joint hydraulique. On a comparé les distributions de la pression du contact arbre-joint obtenues avec quatre raffinements du maillage pour une pression d'alimentation de 5MPa. Les représentations graphiques des distributions de la pression sur la longueur du contact (Fig.6) sont presque identiques, donc on a comparé la charge du contact en intégrant le champ de pression de contact (16).

Le maillage du joint a été réalisé en utilisant des éléments linéaires, axisymétriques, à intégration réduite. La modélisation a été réalisée dans

l'hypothèse des grandes déformations/grandes déplacements. Dans la région de contact on a utilisé des éléments à quatre nœuds, fréquemment utilisés pour modéliser une situation de contact. L'arbre et le logement ont été définis comme des éléments analytiques rigides.

Les maillages comparés ont une longueur moyenne de: 2, 4, 7 et 10 μm . Le maillage de 2 μm a été pris comme le maillage de référence. Pour calculer la charge de contact on a utilisé la formule (15):

$$W_{\text{cont}} = 2\pi R \int p dx, \quad (16)$$

$$R = 12.5 \text{ mm}, \quad (17)$$

où p est la pression de contact et R le rayon de l'arbre. Les différences obtenues pour la charge de contact avec les quatre différents raffinements de maillage ne sont pas très importantes (Table 5).

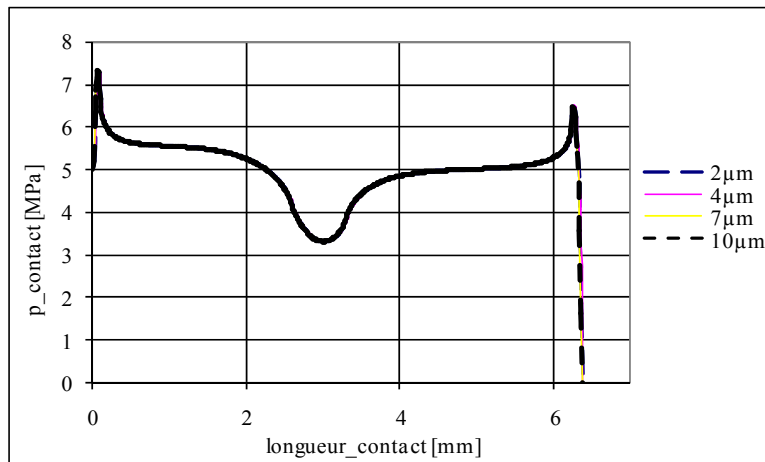


Fig. 7 La distribution de la pression du contact pour une pression d'alimentation de 5MPa, avec différentes dimensions du maillage de la région de contact arbre-joint

Table 5.

L'erreur induite par la dimension du maillage dans la région de contact arbre-joint (par comparaison avec le maillage de 2 μm)

Pression_alim [MPa]	Type_maillage [μm]	W_contact [N/m]	Erreur (par comparaison avec le maillage de 2 μm) [%]
5	2	2483.429	0.00
5	4	2484.866	0.06
5	7	2487.120	0.15
5	10	2489.477	0.24

5. Conclusions

Pour évaluer les performances des joints hydrauliques deux méthodes classiques sont utilisées: la méthode inverse et méthode directe. Les deux méthodes ont comme point de départ la pression de contact statique joint -tige, obtenue par simulation numérique en utilisant un logiciel de calcul de structure. Donc de petites erreurs de simulation peuvent distorsion les résultats de modélisation du comportement des joints hydrauliques.

En utilisant la méthodologie décrite dans cet article on peut réduire considérablement ces distorsions.

La plus grande erreur est induite par le modèle de matériau (2.5%). La dimension du maillage dans la région de contact est également importante, mais dans l'écart analysé (2-10 μ m), les différences obtenues en termes de charge de contact sont au moins 0.25%.

Cet article est une étude qualitative sur les paramètres d'influence de la modélisation du comportement des joints hydrauliques. On ne peut pas dire que le pourcentage d'erreur obtenue par cette étude représente le pourcentage d'erreur rencontré à la fin du calcul EHD des joints hydrauliques. Cependant, pour effectuer un calcul EHD correct d'un joint hydraulique il faut prendre en considération tous les aspects présentés ci-dessus.

Remerciements

Le travail a été financé par le Ministère Roumain du Travail, de la Famille et de la Protection Sociale à travers POSDRU/88/1.5/S/61178 accord financier et par le Centre Technique de l'Industrie Mécanique - Pôle Technologies de l'Étanchéité, le CETIM, Nantes.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] *C. M. White, and D. F. Denny*: "The Sealing Mechanism of Flexible Packings", Ministry of Supply, England, Scientific and Technical Memorandum No.3/47, 1947
- [2] *Judson T. Bauman*, Ph.D: „Fatigue, Stress, and Strain of Rubber Components”, Guide for Design Engineers, 2009
- [3] *B. N. J. Persson*: "Theory of rubber friction and contact mechanics", Journal of Chemical Physics, Vol.115, no.8, 2001, pp. 3840–3861
- [4] *P. Heuillet et L. Dugautier* : "Modélisation du comportement hyper-élastique des caoutchoucs et élastomères thermoplastiques, compacts ou cellulaires", Génie Mécanique des Caoutchoucs et Élastomères Thermoplastiques, 1997
- [5] *G.K.Nikas* : "Eighty years of research on hydraulic reciprocating seals: review of tribological studies and related topics since the 1930s", Proc. IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol.224, no.1, 2010, pp. 1-23

- [6] *Aidy Ali, M. Hosseini and B.B. Sahari:*” Review of Constitutive Models for Rubber-Like Materials”, American J. of Engineering and Applied Sciences, vol. 3, no. 1, 2010, pp. 232-239
- [7] *Luc Chevalier et Yann Marco:* “Procédure de validation multiaxiale des lois de comportement hyper-élastiques pour les matériaux élastomères », XVème Congrès Français de Mécanique, Nancy, 2001
- [8] *Rivlin R.S:* ”Large elastic deformations of isotropic materials”, Phil. Trans. Of Roy. Soc.(London), Vol.A421, pp. 379,1948
- [9] M.S.C. Software Corporation-Experimental Elastomer Analysis, 1995
- [10] *R.S. Marlow:* “A general first-invariant hyperelastic constitutive model”, Constitutive models for rubber III, Proceedings of European conference London, 2003, pp. 157–160.