



HAL
open science

Couplage et dialogue entre méthodes discrète et continue pour la tribologie numérique

Yves Berthier, Hong Phong Cao, Viet Hung Nhu, Mathieu Renouf, Aurélien Saulot

► **To cite this version:**

Yves Berthier, Hong Phong Cao, Viet Hung Nhu, Mathieu Renouf, Aurélien Saulot. Couplage et dialogue entre méthodes discrète et continue pour la tribologie numérique. 9e Colloque national en calcul des structures, CSMA, May 2009, Giens, France. hal-01413834

HAL Id: hal-01413834

<https://hal.science/hal-01413834v1>

Submitted on 11 Dec 2016

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.



Distributed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License

Couplage et dialogue entre méthodes discrète et continue pour la tribologie numérique

Y. Berthier¹, H.-P. Cao¹, V.-H. Nhu¹, M. Renouf¹ et A. Saulot¹

¹ Université Lyon 1, CNRS, INSA-Lyon, LaMCOS UMR5259, F-69621 Villeurbanne, FRANCE
{Yves.Berthier,Hong-Phong.Cao,Viet-Hung.Nhu,Mathieu.Renouf,Aurelien.Saulot}@insa-lyon.fr

Résumé — Un problème de tribologie, sous entendu comprendre et analyser les causes et les conséquences du frottement possède un caractère multi-échelles, que l'on retrouve intégré dans très peu de méthodes numériques. Ce travail propose d'étendre les approches classiques en utilisant deux méthodologies différentes. Dans un premier temps, on présente le couplage entre descriptions discrète et continue pour enrichir la modélisation d'une interface de contact, puis dans un deuxième temps, on détaille le dialogue fait entre ces deux descriptions rattachées cette fois-ci à deux échelles distinctes. Les premiers résultats sont présentés et commentés.

Mots clés — tribologie, FEM, DEM, couplage, dialogue.

1 Introduction

Depuis les travaux de Godet et Berthier [4], il est difficile d'analyser et comprendre les causes et les conséquences du frottement en ignorant le concept de triplet tribologique. Celui-ci relie les trois échelles d'un contact, à savoir le mécanisme, les corps en contact et l'interface. Ces trois éléments, représentant trois échelles bien distinctes, sont loin d'être indépendants, et les perturbations intervenant à une échelle peuvent avoir des répercussions sur les deux autres [4].

Si les expériences restent le seul moyen d'observer un *vrai* contact, son instrumentation en reste néanmoins difficile, voire impossible sous certaines sollicitations, sans détruire les capteurs ou parasiter les mesures. Pour cela, en complément des outils expérimentaux, des outils numériques ont été développés pour apporter à chaque échelle les informations impossibles à obtenir expérimentalement. Ils sont ainsi devenu de formidables outils d'investigation pour aider à la compréhension des causes et conséquences du frottement entre deux corps en contact. Par exemple, à l'échelle des premiers corps, les descriptions continues (approche éléments finis - EF) ont permis de mettre en évidence l'influence des instabilités de contact sur le champs de pression d'un contact [7] ou encore les vibrations induites par frottement [11], etc. A l'échelle de l'interface, des approches phénoménologiques basées sur des méthodes discrètes (ED), proposent de relier la rhéologie de l'interface aux débits d'usure [5] ou à la dissipation d'énergie [10].

Cependant, malgré les avancées faites à chaque échelle, ces approches sont restés encore découplés. A l'échelle globale, les modèles continus basés sur des approche EF utilisent pour mettre en évidence les instabilités de contact, soit des lois de contact à coefficient de frottement constant de type Coulomb [1, 7], soit des lois de contact à coefficient de frottement variable [9], adaptées en fonction de mesures expérimentales [2]. Ces dernières se placent nécessairement à l'échelle globale des corps en contact et non à celle de l'interface, ne traduisant finalement pas le comportement réel de l'interface. A l'échelle locale, les modèles ED sont souvent restreint à des lois de comportement ou des conditions aux limites simplifiées [5] ne prenant pas en compte les variations

subient par les corps en contact, pouvant avoir de fortes incidences sur les grandeurs mesurées localement.

Ces différents problèmes font ressortir la nature multi-échelles du frottement. Ce travail s'inscrit dans l'optique d'étendre les approches numériques traditionnelles soit en enrichissant les modèles utilisés (Section 2), soit en faisant dialoguer les modèles associés à des échelles différentes (Section 3).

2 Couplage à l'échelle locale

2.1 Cadre numérique

Pour modéliser l'interface d'un contact et comprendre l'évolution du troisième corps, un couplage entre modélisation discrète et continue est utilisé. Celui-ci permettra notamment de prendre en compte la dynamique et la rigidité de la structure sur la rhéologie de l'interface. Cette approche est comparée à l'approche classique utilisant des conditions limites rigides.

La méthode numérique discrète utilisée s'appuie sur l'approche Non Smooth Contact Dynamics [6] permettant de manière naturelle de faire dialoguer description rigide et déformable. La force normale au contact, notée r_n , est décrite soit par une loi de chocs inélastique (nommée IQS) soit par une loi introduisant une composante élastique (nommée ELAS) proportionnelle à une pénétration tolérée g :

$$\begin{aligned} \text{IQS} & : r_n + \gamma \geq 0 \quad g \geq 0 \quad (r_n + \gamma)g = 0 \\ \text{ELAS} & : r_n = -kg + \gamma \end{aligned}$$

Dans les deux cas une composante cohésive γ est considérée et aucune force tangentielle locale n'est pris en compte. Le code de calcul LMGC90 est utilisé.

2.2 Description du modèle

L'échantillon utilisé est constitué de 3 parties (figure 1) : le premier corps supérieur, le troisième corps et le premier corps inférieur. Le troisième corps et le premier corps inférieur sont modélisés par éléments discrets rigides. Le premier corps supérieur est modélisé dans un premier temps (cas 1 - figure 1) par une collection de corps rigides puis par éléments finis (cas 2 - figure 1) et possède un comportement élastique linéaire. La largeur de l'échantillon est de $10^{-4}m$. Le maillage éléments finis ($H = 1.5 \cdot 10^{-4}m$) est composé de 762 éléments quadratiques (Q4) structurés suivant un maillage progressif. Le module d'Young E est égal à $320MPa$, le coefficient de poisson ν à 0.33 et la masse volumique est de $7800 kg.m^{-3}$.

Le troisième corps ($H = 5 \cdot 10^{-5}m$) est constitué de 3 819 éléments discrets rigides dont le rayon est compris entre $5 \cdot 10^{-7}$ et $7 \cdot 10^{-7}m$. La masse volumique est de $7800 kg.m^{-3}$. La gravité est négligée. Une condition périodique est appliquée dans le sens de l'écoulement. Les conditions aux limites sont les suivantes :

- le bord supérieur du premier corps supérieur est fixe ;
- une force F de 50N et une vitesse de cisaillement V de $2ms^{-1}$ sont appliquées sur le premier corps inférieur.

Le pas de temps est égal à $10^{-9} s$ et le temps de simulation est de $2 \cdot 10^{-3}s$.

2.3 Résultats

Même si le contact entre particules est sans frottement, il est possible de mesurer un frottement global par le biais des parois rugueuses utilisées dans les simulations. La figure 2-a montre

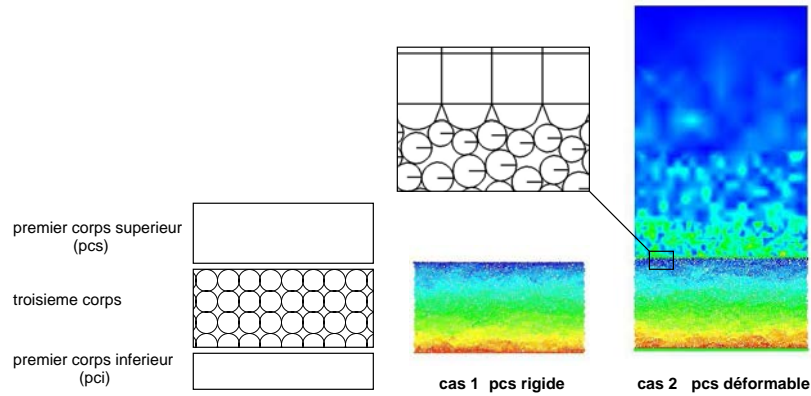


Figure 1 – Géométrie et conditions aux limites des deux modèles utilisés avec premier corps supérieur rigide (**cas 1**) et premier corps supérieur déformable (**cas 2**)

l'évolution du coefficient de frottement global en fonction des lois d'interactions et du comportement du premier corps supérieur (rigide ou déformable). Aussi bien pour la loi IQS que pour la loi ELAS, l'évolution du coefficient de frottement n'est pas influencée par la description du corps supérieur. L'évolution du frottement est beaucoup plus sensible au changement de la loi d'interaction. La loi IQS dissipe plus d'énergie ce qui se retrouve macroscopiquement avec une valeur moyenne de frottement égale à 0.22. La loi élastique, moins dissipative, à une valeur moyenne de frottement égale à 0.14. La description rigide du premier corps ne change pas la valeur globale du frottement qui reste contrôlé par la géométrie locale et les lois d'interactions. Cette dépendance souligne l'importance de connaître la physique d'une interface.

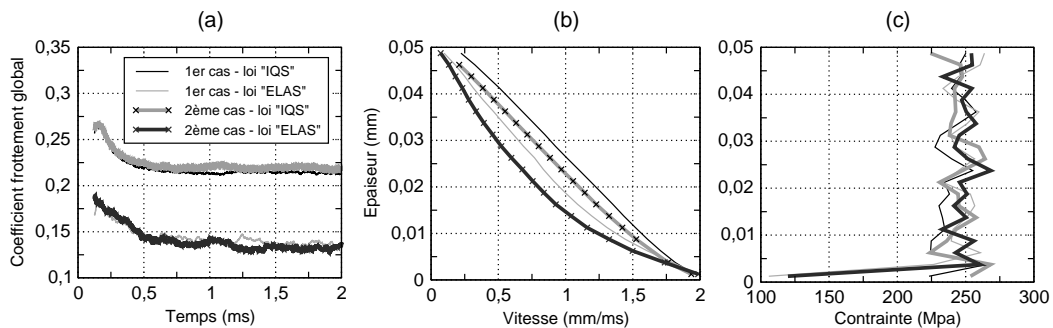


Figure 2 – Evolution du coefficient de frottement global moyen (**a**) et des profils de vitesse (**b**) et de la contrainte de compression équivalente (**c**) pour les lois de contact “IQS” et “ELAS” et pour un premier corps supérieur rigide et déformable.

Les figures 2-b et 2-c montrent respectivement l'influence des lois d'interaction et du comportement du premier corps supérieur sur le profil de vitesse des particules constituant le troisième corps et sur le profil de contrainte équivalente. Avec la loi IQS, le profil de vitesse s'apparente à un écoulement de type couette (la courbe est linéaire). Avec la loi ELAS, la courbe n'est plus linéaire et les profils sont similaires à ceux observés dans des travaux précédents [10]. La loi de comportement du premier corps supérieur influence très peu les profils de vitesse obtenue avec la loi IQS. Pour la loi ELAS, la variation de profil est plus importante. Lorsque le premier corps supérieur est rigide, le profil de vitesse est proche des profils IQS, tandis que lorsque le premier corps supérieur est déformable la courbure est plus prononcée. Les profils de contraintes de compression, perpendiculaire à l'écoulement ne dépendent pas de la description utilisée.

3 Dialogue entre les échelles locale et globale

3.1 Cadre numérique

Bien que réalisable (section 2)), une modélisation complète des corps en contact et de l'interface à une échelle suffisante pour observer les instabilités de contact évoquées précédemment n'est pas envisageable au vu des temps de calculs. Pour palier ce manque, une méthode couplant approche locale par éléments discrets et approche globale par éléments finis est proposée et appliquée à un cas de référence [7].

La méthode utilisée à l'échelle de l'interface s'appuie sur l'approche Non Smooth Contact Dynamics citée précédemment [6] utilisant cette fois-ci un modèle CZM comme loi d'interaction [8] afin de donner à l'échantillon une caractéristique continue. L'approche utilisée à l'échelle des corps en contact se base sur l'approche *semi-implicite* proposée par Carpenter et al [3] utilisant un traitement explicite de la dynamique et un traitement implicite du contact. Le contact est géré par multiplicateurs de Lagrange et frottement de coulomb dans un premier temps [7]. Les codes de calcul LMGC90 et PLAST2D sont utilisés.

3.2 Principe du dialogue

Le dialogue numérique proposé repose sur trois étapes (figure 3) :

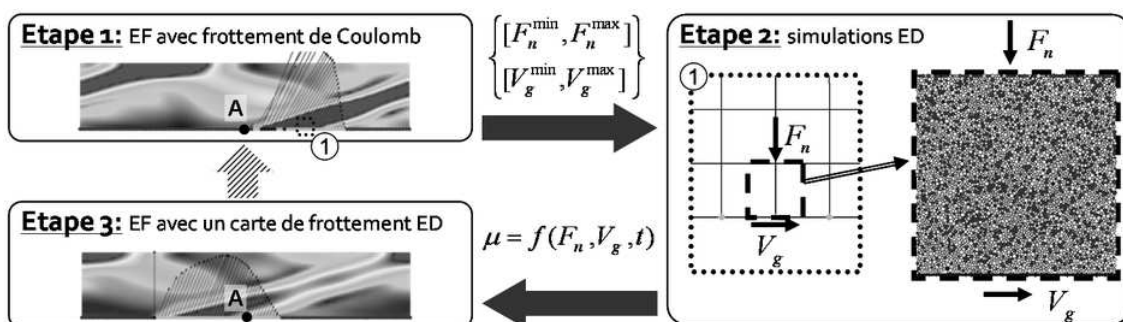


Figure 3 – Principe du dialogue entre modèle par éléments discrets (ED) et modèle par éléments finis (EF)

Etape 1 - Une première simulation EF est réalisée en utilisant un coefficient de frottement de Coulomb constant afin de déterminer la force normale au contact en chaque noeud $[r_n^{\min}; r_n^{\max}]$ ainsi que la vitesse de glissement $[v_t^{\min}; v_t^{\max}]$ au contact.

Etape 2 - Des simulations ED sont réalisées sur un échantillon représentant un élément du maillage EF. Les conditions limites (force et vitesse de cisaillement appliquées) sont issues des valeurs déterminées à l'**étape 1**. Les paramètres de la loi CZM retenus permettent au modèle discontinu d'avoir les mêmes propriétés que le modèle continu. Le coefficient de frottement global μ est calculé en fonction du temps et est fonction du couple $[r_n; v_t]$.

Etape 3 - Une seconde simulation EF est réalisée en utilisant le coefficient de frottement issu des simulations ED où chaque noeud en contact possède son historique de frottement.

Avec ce dialogue numérique, il est bien évidemment que seuls les débits source et interne de troisième corps sont pris en compte. Les modèles ED et EF étant avec des conditions aux limites périodiques, le débit d'usure n'est alors pas pris en compte.

3.3 Description du modèle

Modèle EF Le cas de référence [7] est un modèle 2D représentant le contact entre un parallépipède élastique aux frontières latérales périodiques, soumis à une force verticale $F_n = 100 N$

sur sa frontière supérieure, et une surface rigide animée d'une vitesse constante $V_g = 1 \text{ m}\cdot\text{sec}^{-1}$. Les surfaces de contact sont lisses. Au cours de l'étape 1, le coefficient de frottement reste constant. Au cours de l'étape 3, il évolue temporellement et est issu des simulations par ED.

Modèle ED Le modèle par ED est d'une taille égale à celle d'un élément du maillage EF ($50 \mu\text{m} \times 50 \mu\text{m}$). Il est constitué de 5 300 disques rigides dont le diamètre moyen est de $0.6 \mu\text{m}$. Les paramètres de la loi CZM ont été adaptés afin d'obtenir un comportement mécanique similaire à celui du milieu continu élastique linéaire modélisé par EF ($E = 10\,000 \text{ MPa}$, $\nu = 0.3$). Une charge verticale constante $f_n = 1 \text{ N}$, équivalente à celle perçue par un noeud du maillage EF, est appliquée sur la paroi supérieure de l'échantillon et sa paroi inférieure est animée d'une vitesse constante $V_T = 1 \text{ m}\cdot\text{sec}^{-1}$.

3.4 Description des résultats

Afin d'améliorer la lisibilité des résultats, seuls ceux obtenus au point A de la figure 3 sont présentés mais restent représentatifs des résultats obtenus en tout point du contact.

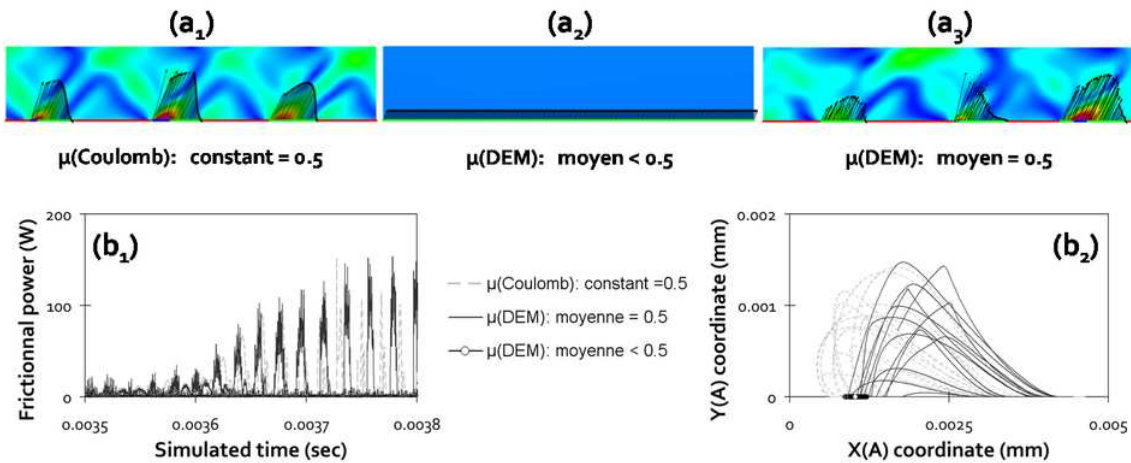


Figure 4 – Résultat du dialogue : Contraintes de Von Mises (rouge Max, bleu Min) et vecteurs forces au contact (a₁) - $\mu(\text{Coulomb}) = 0.5$ (constant), (a₂) - moyenne $\mu(\text{DEM}) < 0.5$, (a₃) - moyenne $\mu(\text{DEM}) = 0.5$, (b₁) - Puissance dissipée par frottement au noeud A, (b₂) - Déplacement nodal du noeud A

Pour le cas de référence (Figure 4-a₁), lorsque le coefficient de frottement de Coulomb est constant et supérieur à une valeur seuil égale à 0.5 pour ce modèle, alors des instabilités de type “adhérence - glissement - décollement” apparaissent dans le contact. Celles-ci sont mises en évidence, à l'échelle globale, par des surcontraintes localisées et, à l'échelle du contact, par une variation périodique de la puissance dissipée par frottement au noeud (Figure 4-b₁) ainsi que par l'apparition de cycles pseudo-périodiques du déplacement nodal (Figure 4-b₂). Ces résultats sont identiques à ceux obtenus par Linck et al [7].

Dans les simulations par ED, le coefficient de frottement varie fortement et rapidement au cours du temps. Lorsque ce dernier est introduit dans les simulations par EF alors deux cas se produisent. Dans le premier cas (Figure 4-a₂), la moyenne du coefficient de frottement est inférieure au seuil de 0.5 et aucune instabilité n'apparaît. La puissance dissipée par frottement (Figure 4-b₁) ainsi que le déplacement nodal (Figure 4-b₂) restent nuls. Dans le second cas (Figure 4-a₃), la moyenne du coefficient de frottement est supérieure au seuil de 0.5 et des instabilités de type “adhérence - glissement - décollement” apparaissent. Ces instabilités sont similaires mais pas identiques à celles obtenues lorsque le coefficient de frottement reste constant (Figure 4-a₁).

Finalement, lorsqu'un coefficient de frottement *naturel*, issus de modèles locaux par ED, est utilisés dans les modèles globaux, des instabilités de contact apparaissent et sont similaires à celles mises en évidence dans les études précédentes. Le frottement seuil de déclenchement de ces instabilités ainsi que leur fréquence restent inchangés ; contrairement au déplacement nodal et à la puissance dissipée par frottement qui subissent des modifications notables.

4 Conclusion

Ce travail présente une extension des approches numériques traditionnelles en enrichissant les modèles utilisés à une même échelle ou en faisant dialoguer les modèles associés à des échelles différentes. Dans la section couplage, l'enrichissement du modèle souligne l'importance des lois d'interactions plus que la rigidités des conditions limites. Il reste maintenant à étendre cette étude plus en détail aux profils de contraintes de cisaillement. Dans la section dialogue la méthodologie proposée se cantonne pour l'instant à l'échange d'une carte de frottement simple, c'est à dire l'évolution temporelle du coefficient de frottement. Des extensions de cette carte de frottement sont nécessaires afin de mieux traduire le comportement local de l'interface dans le modèle global. Même si les deux approches présentées sont différentes dans l'usages des outils numériques proposés, elles restent néanmoins complémentaires pour la tribologie numérique.

Références

- [1] G.G. Adams. Self-Excited Oscillations of Two Elastic Half-Spaces Sliding With a Constant Coefficient of Friction *J. Appl. Mech.*, **162**(4), 867–872, 1995.
- [2] J.F. Archard. Contact and rubbing of flat surfaces *J. Appl. Phys.*, **24**, 981–988, 1953.
- [3] N. J. Carpenter, R. L. Taylor, and M. G. Katona. Lagrange constraints for transient finite element surface contact. *Int. J. Numer. Methods Engrg.*, **32**, pp. 103–128, 1991.
- [4] Y. Berthier, L. Vincent and M. Godet. Velocity Accomodation Sites and modes in tribology. *Eur. J. Mech. A-Solids*, **11**(1), 35–47, 1992.
- [5] N. Fillot, Y. Iordanoff and Y. Berthier. A granular dynamic model for the degradation of material *ASME J. Tribol.*, **126**(3), 606–614, 2004.
- [6] M. Jean. The non smooth contact dynamics method. *Comput. Methods Appl. Math. Engrg.*, **177**, 235–257, 1999.
- [7] V. Linck, L. Baillet, Y. Berthier. Dry friction : influence of local dynamic aspect on contact pressure, kinematics and friction, *Tribol. Inter. Engng Series*, **43**, 545–552, 2003.
- [8] M. Raous, M. Cangémi, and M. Cocu. A consistent model coupling adhesion, friction, and unilateral contact. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, **177**(3-4), 383–399, 1999.
- [9] J.R. Rice, N. Lapusta and K. Ranjith. Rate and state dependent friction and the stability of sliding between elastically deformable solids". *J. Mech. Phys. Solids*, **49**(9), 1865–1898, 2001.
- [10] D. Richard, I. Iordanof, Y. Berthier, M. Renouf and N. Fillot. Friction Coefficient as a Macroscopic View of Local Dissipation in Journal of Tribology *J. Tribol.*, **129**(4), 829–835, 2007.
- [11] J.-J. Sinou, L. Jézéquel. Mode coupling instability in friction-induced vibrations and its dependency on system parameters including damping *Eur. J. Mech. A-Solids*, **26**, 106–122, 2007.