HAL
open science

Vers une industrialisation du modèle de frottement dynamique de LuGre. Application à des essais de glissement en condition de frottement sec

Rémi Thanwerdas, Emmanuel Rodriguez, Alain Daidié, Philippe Guy

To cite this version:

Rémi Thanwerdas, Emmanuel Rodriguez, Alain Daidié, Philippe Guy. Vers une industrialisation du modèle de frottement dynamique de LuGre. Application à des essais de glissement en condition de frottement sec. 14e colloque national AIP-PRIMECA, La Plagne-Montalbert, 2015, Plagne-Montalbert, France. hal-02052450

HAL Id: hal-02052450

https://hal.science/hal-02052450v1

Submitted on 9 Jun 2019

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.

Vers une industrialisation du modèle de frottement dynamique de LuGre. Application à des essais de glissement en condition de frottement sec.

Rémi Thanwerdas
Département Mécanique, Icam site de Toulouse
75, avenue de Grande-Bretagne, CS 97615
31076 TOULOUSE Cedex 3
remi.thanwerdas@icam.fr

Emmanuel Rodriguez
Département Mécanique, Icam site de Toulouse
75, avenue de Grande-Bretagne, CS 97615
31076 TOULOUSE Cedex 3
emmanuel.rodriguez@icam.fr

Alain Daidié
Institut Clément Ader
3 rue Caroline Laigle
31400 TOULOUSE
alain.daidie@insa-toulouse.fr

Philippe GUY
Département Mécanique, Icam site de Toulouse
75, avenue de Grande-Bretagne, CS 97615
31076 TOULOUSE Cedex 3
philippe.guy@icam.fr

Résumé — Dans une démarche d'amélioration de la prédiction du comportement en glissement d'assemblages boulonnés, des essais de glissement en condition de frottement sec sous chargement statique ont été réalisés. Pour cela, une éprouvette en aluminium 2017 non revêtu a été boulonnée à précharge contrôlée avec une éprouvette en acier inoxydable 316L non revêtu. Un chargement transverse a alors été introduit dans l'assemblage à l'aide d'une machine de traction. Le glissement inter-éprouvette induit et l'évolution de l'effort normal dans l'assemblage ont été mesurés. Les résultats mettent notamment en évidence le phénomène d'instabilité dynamique dit de « stick-slip » (ou de « broutement »).

Dans un premier temps, un état de l'art des modèles théoriques de frottements disponibles dans la littérature est présenté. Le modèle dynamique de LuGre a été sélectionné en vue d'une possible utilisation industrielle au sein des méthodes de pré-dimensionnement d'assemblages vissés actuelles. Dans un second temps, une simulation des essais de glissement est présentée. Le modèle correspondant est statique non-linéaire et a été réalisé sous Abaqus v6.13. Il est appelé à être amélioré par la suite afin de prendre en compte un maximum de mécanismes physico-mécaniques intervenant dans le phénomène de glissement. Par la suite, les résultats des essais de glissement réalisés sont présentés. Ils ont permis d'identifier les différents paramètres du modèle théorique de frottement et sont comparés aux résultats issus du modèle numérique. En conclusion, les perspectives envisagées à la lumière de cette première étude sont énoncées.

Mots-clés : glissement, frottement, boulon, modèle de LuGre

μ_s	Coefficient de frottement statique	--
μ_d	Coefficient de frottement dynamique	--
μ_v	Coefficient de frottement visqueux	--
s, x	Déplacement de glissement	m
z	Déplacement moyen des lames	m
x_i	Déplacement d'une aspérité i	m
b_i	Position d'une aspérité i	m
v	Vitesse de glissement	m/s
v_s	Vitesse de Stribeck	m/s
F_n	Effort normal	N
F_f	Effort de frottement	N
F_c	Effort de frottement de Coulomb	N
ζ	Amortissement de contact	m^{-1}
w	Pulsation de glissement	rad
σ_0	Raideur de contact	N/m
σ_1	Coefficient d'amortissement	s/m
n	Nombre d'aspérités en contact	--
δ	Facteur de forme	--

I. INTRODUCTION ET CONTEXTE

L'objectif principal de cette étude est d'initier une démarche visant à améliorer la prédiction du glissement dans les assemblages vissés (vis/insert, boulons) sous chargement thermoélastique ou vibratoire, notamment dans le domaine spatial. Dans ce secteur, le dimensionnement des liaisons vissées impose une condition de non-glissement strict à l'interface des pièces assemblées. Cependant, il s'avère en pratique qu'un certain niveau de glissement pourrait être accepté dans certaines liaisons, selon leur application et leur criticité, dès lors que le desserrage est évité. Ainsi, actuellement, les constituants des liaisons vissées sont souvent surdimensionnés, avec des marges de sécurité cumulées de l'ordre de 2 sur les niveaux d'efforts tolérés dans l'assemblage.

L'objectif est de prendre en compte cette tolérance du glissement dès les phases de pré-dimensionnement afin de réduire les marges de sécurité et/ou de réduire la masse inutile embarquée. Actuellement, le pré-dimensionnement des liaisons vissées est réalisé en utilisant des méthodes simples, proches de celles proposées dans des ouvrages techniques normatifs [1].

Le glissement dans les assemblages vissés peut avoir diverses conséquences plus ou moins critiques. Par exemple, dans le cas d'une liaison assurant la fixation d'un support de télescope d'observation, la performance de stabilité (pointage) de l'équipement peut être affectée par un simple micro-glissement. La condition de non-glissement strict doit alors être garantie lors du dimensionnement. Dans le cas d'une vis structurale, un glissement trop important peut entrainer un desserrage et donc une perte de fonctionnalité de la liaison avec de possibles couplages de modes. Pour être prises en compte lors du dimensionnement, ces problématiques doivent être mieux comprises et, surtout, des méthodes

de prédiction applicables à l'industrie doivent être proposées.
Le comportement en glissement d'une interface étant intimement lié aux mécanismes de frottement, un état de l'art des modèles théoriques de frottement existants a été réalisé pour commencer. Le modèle jugé le plus adapté à une application industrielle a pu être ciblé. L'idée est d'utiliser un modèle de frottement existant comme base et de le faire évoluer vers un modèle de glissement purement analytique dépendant des caractéristiques physico-chimiques, mécaniques et environnementales de la liaison étudiée.

II. ETAT DE L'ART SUR LES MODELES DE FROTTEMENT EXISTANTS

A. Modèles de frottement statiques

Le modèle de frottement statique le plus courant est le modèle de Coulomb [2], qui relie l'effort de frottement à l'effort normal sur un élément de surface par un simple coefficient de proportionnalité. Il est largement utilisé dans l'industrie. Cependant, il est loin de pouvoir modéliser précisément les phénomènes complexes intervenant dans le frottement. Des améliorations successives lui ont été apportées par les modèles présentés ci-après.
Le modèle de Coulomb visqueux [3] prend en compte l'évolution de l'effort de frottement en fonction de la vitesse de glissement. Le modèle de Stribeck [4] ajoute une transition exponentielle entre les régimes d'adhérence et de glissement. Il est défini par l'équation 1.

éq. (1): $$F_{f,Stribeck} = \left[\mu_d + \mu_v v + (\mu_s - \mu_d)e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^{\delta}}\right] F_n$$

La transition statique/dynamique peut être modélisée par d'autres approximations qui ne sont pas présentées ici. Le modèle de Karnopp [5] a la particularité de modéliser cette transition en introduisant une zone de pseudo-vitesse.
De manière générale, les modèles statiques suffisent pour des études de pré-dimensionnement. En revanche, l'étude approfondie du frottement nécessite l'utilisation de modèles dynamiques. Ceux-ci permettent notamment de modéliser l'instabilité de stick-slip, issue du comportement mécanique microscopique à l'interface. En effet, à cette échelle, les surfaces sont très irrégulières et le contact réel entre deux surfaces s'effectue uniquement entre un nombre réduits d'aspérités. Entre la première perte d'adhérence et le glissement généralisé, le système « hésite » entre l'état d'adhérence et l'état de glissement au fur et à mesure que les aspérités atteignent leur limite à rupture.

B. Modèles de frottement dynamiques

Le modèle de Dalh [6] prend en compte les propriétés mécaniques microscopiques de l'interface en introduisant une raideur de contact. Il est défini par l'équation 2.

éq. (2): $$\frac{dF_f}{dx} = \sigma_0 \left(1 - \frac{F_f}{F_c} sgn(v)\right)^{\delta}$$

Cette relation est intéressante car elle permet d'introduire le phénomène d'hystérésis, qui traduit la dissipation d'énergie du système (principalement sous forme de chaleur) en fonction du niveau de glissement et des propriétés évolutives du contact. En revanche, cette expression ne permet pas encore de modéliser le phénomène d'instabilité de stick-slip. Le modèle de Bliman et Sorine [7] est un modèle de second ordre issu du modèle de Dalh. Il permet en plus de modéliser le stick-slip. Il est défini par l'équation 3.

éq. (3): $$\frac{d^2F_f}{ds^2} + 2\zeta w \frac{dF_f}{ds} + w^2 F_f = w^2 F_c . sgn(v)$$

Il s'agit d'un modèle complet mais qui n'a trouvé que peu d'applications concrètes. Il est donc difficile à utiliser car il permet peu de comparaison avec des études existantes. Cela vient du fait qu'il ne fait pas apparaître explicitement les paramètres mécaniques nécessaires comme les coefficients de frottement. Le modèle à Structure Hybride [8] a l'avantage d'être plus facilement identifiable car il fait apparaître ces paramètres. Mais il est pensé pour qu'ils soient identifiés sur des courbes d'essais et ne comporte pas de paramètres microscopiques. Le modèle Bristle [9] introduit ces propriétés locales représentant les aspérités des surfaces de contact comme un ensemble de lames flexibles de positions aléatoires. Il est défini par l'équation 4.

éq. (4): $$F_{f,Bristle} = \sum_{i=1}^{n} \sigma_0 (x_i - b_i)$$

Ce modèle a un inconvénient : il faut connaître le nombre d'aspérités n en contact à chaque instant, ce qui est une difficulté majeure. Le Reset Integrator Model [10] permet de s'affranchir de la distribution aléatoire des aspérités avec l'introduction d'une variable d'état z. Le modèle de Leuven [11] propose d'introduire une fonction d'hystérésis non-linéaire à mémoire non-locale. Ce modèle est complet et aurait pu être choisi pour la présente étude. Cependant, l'identification de la fonction d'hystérésis nécessite une phase de décharge. Or, cette phase n'a pas été réalisée lors des essais présentés mais elle est envisagée pour la suite des travaux. Le modèle élasto-plastique [12] et le modèle Maxwell-slip généralisé [13] apportent encore quelques améliorations comme la prise en compte de la plastification des aspérités et la modélisation indépendante de chaque contact. Cependant, ils contiennent trop de paramètres pour envisager leur utilisation à un niveau industriel.

C. Modèle retenu pour l'étude

Le modèle de LuGre [14] est parmi les modèles dynamiques de frottement les plus aboutis et les plus documentés. Il a été jugé comme étant le meilleur compromis entre complexité et précision. Dans ce modèle, l'interface est modélisée par deux corps rigides entrant en contact à travers des brins élastiques, comme le montre la Figure 1. Lorsqu'un effort tangent aux surfaces est appliqué, les brins agissent comme une multitude de systèmes ressorts-amortisseurs qui engendrent l'effort de frottement. Lorsque l'effort est suffisamment élevé, certains brins atteignent leur limite de résistance au glissement. Le phénomène est fortement aléatoire à cause de la topographie irrégulière des surfaces. Le modèle mathématique utilisé moyenne la déflexion des lames sur toute la surface de contact et

permet ainsi d'obtenir un glissement et une vitesse de glissement moyens.

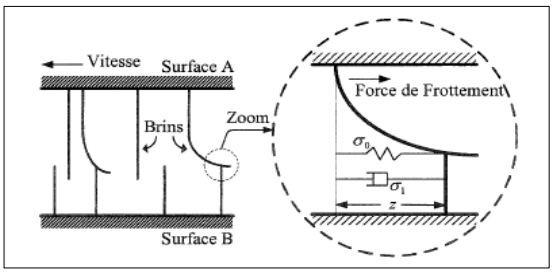

Figure 1. REPRESENTATION SCHEMATIQUE DU MODELE DE LUGRE

Le modèle de LuGre est défini par les équations 5, 6 et 7.

éq. (5):
$$\frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{\beta(v)} z$$

éq. (6):
$$\beta(v) = \mu_d + (\mu_s - \mu_d) e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^2}$$

éq. (7):
$$|F_f| = |F_n| \left(\sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \mu_v v \right)$$

L'identification des paramètres de ce modèle analytique à partir des résultats d'essais est présentée au chapitre IV. Dans la partie suivante, un modèle numérique est présenté afin de prédire qualitativement le comportement en glissement des interfaces lors des essais.

III. MODELE NUMERIQUE

A. Présentation du modèle

La simulation numérique est utilisée pour apporter une compréhension qualitative de la répartition des contraintes et des déplacements au niveau des surfaces de contact. Le modèle éléments finis présenté est réalisé avec Abaqus v6.13 et est exclusivement composé d'éléments briques linéaires 3D (CHEXA8) à intégration réduite. Il comprend les pièces listées dans le Tableau 1 et les interfaces de contact listées dans le Tableau 2.

Pièces	Matériau	Domaine	E GPa	ν --
Eprouvette supérieure	Aluminium 2017	Elastique	70	0.3
Eprouvette inférieure	Acier Inox 316L	Elastique	210	0.3
Vis	Acier Inox	Elastique	210	0.3
Capteur d'effort	Titane TA6V	Elastique	110	0.3
Ecrou	Acier Inox	Elastique	210	0.3

Tableau 1. PIECES DU MODELE NUMERIQUE ET LEURS CARACTERISTIQUES MECANIQUES

Interfaces	Résolution	Modèle	Intéraction
Eprouvettes +X	Lagrangien augmenté	Coulomb	Node/Surface
Eprouvettes -X	Lagrangien augmenté	Coulomb	Node/Surface
Vis/capteur	Pénalité	Coulomb	Surface/Surface
Capteur/éprouvette	Pénalité	Coulomb	Surface/Surface
Ecrou/éprouvette	Pénalité	Coulomb	Surface/Surface

Tableau 2. MODELISATION ET RESOLUTION DES CONTACTS DANS LE MODELE NUMERIQUE

L'utilisation de la méthode du Lagrangien augmenté au niveau des surfaces de glissement permet d'avoir une résolution exacte du contact dans ces zones. La résolution par pénalité est légèrement approximative mais suffisante pour les autres interactions. Elle permet de limiter les inconnues additionnelles à chaque itération et ainsi les problèmes de convergence. La Figure 2 présente les conditions limites et les cas de chargement du modèle numérique.

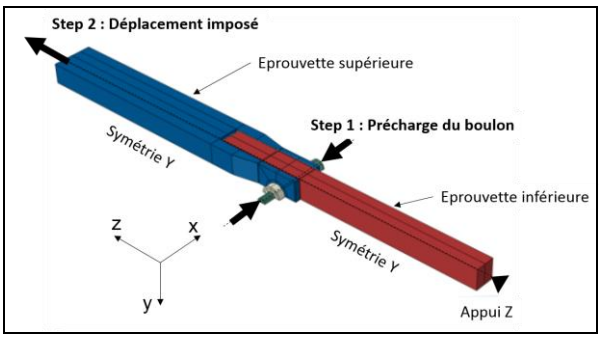

Figure 2. DESCRIPTION DU MODELE NUMERIQUE

Dans un premier step, une précharge de 2000 N est appliquée dans l'assemblage boulonné par le biais d'un « Bolt Load ». Le contact est alors établi. Dans un second step, un déplacement de 0.6 mm est imposé sur Z à une extrémité du modèle. L'autre extrémité est bloquée sur Z seulement afin de préserver l'effet Poisson. Le déplacement sur X est bloqué au niveau de l'axe longitudinal central. Le modèle étant symétrique par rapport à Y, le déplacement sur Y est bloqué sur l'ensemble du plan de symétrie. De cette façon, les conditions d'essais réelles sont respectées. Les coefficients de frottement sont de 0.2 sur les surfaces secondaires, et de 0.53 sur les surfaces de glissement. Le modèle de frottement utilisé est le modèle de Coulomb standard pour toutes les interfaces de contact.

B. Résultats numériques

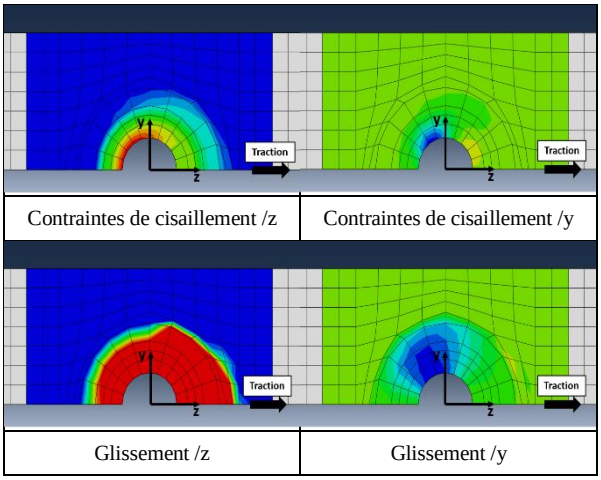

Figure 3. RESULTATS NUMERIQUES APRES GLISSEMENT AU NIVEAU D'UNE SURFACE DE CONTACT

La Figure 3 présente les principaux résultats numériques dans la zone d'intérêt. Elle se situe au niveau du boulon. Il s'agit d'une des surfaces de contact entre les deux éprouvettes. Son comportement mécanique étant inaccessible en essais réels, c'est à cet endroit que le modèle numérique peut fournir des informations supplémentaires non négligeables. Les résultats sont

affichés en fin de chargement (après glissement). Le sens de chargement est rappelé pour plus de clarté.
La contrainte axiale dans la vis due à la précharge est de 141 MPa. Dès l'application du déplacement de traction, cette contrainte diminue à cause de l'effet Poisson, c'est-à-dire de la déformation négative sur X de la zone boulonnée. La surface de contact augmente localement sous l'effet de la compression correspondante. Les contraintes de cisaillement doivent être interprétées avec précaution. En effet, il s'agit des contraintes générées par les efforts dus au glissement de l'interface. Les contraintes de cisaillement sur Z sont élevées au niveau du cône de compression car le contact n'est réellement établi que sur cette section. C'est donc à cet endroit que le glissement intervient principalement. Le glissement maximal sur Z est d'environ 0.5 mm. Les contraintes de cisaillement sur Y et le glissement sur Y sont causés par l'effet Poisson et par les concentrations de contraintes dues au perçage.

IV. ESSAIS DE GLISSEMENT STATIQUES

A. Moyens et spécimens d'essai

Le spécimen d'essai est présenté sur la Figure 4.

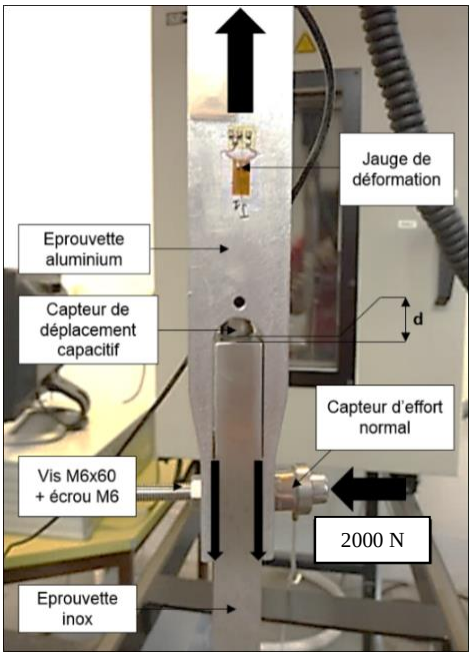

Figure 4. SPECIMEN D'ESSAI ET CHARGEMENTS

B. Préparation d'un essai

Des procédures de serrage et de dégraissage des surfaces de glissement ont été respectées. La précharge est appliquée manuellement par la tête de vis à l'aide d'une clé six pans et en bloquant l'écrou avec une clé plate. Le contrôle de la précharge dans l'assemblage est effectué à l'aide d'un capteur d'effort situé sous la tête de vis. La visserie a été dégraissée par immersion dans un bain à ultrasons. Les surfaces de contact sont nettoyées à l'acétone et dégraissées à l'isopropanol entre chaque essai. Le port de gants est obligatoire afin de limiter la contamination manuelle des surfaces. Cette rigueur dans la préparation des essais est nécessaire car elle conditionne la qualité des résultats obtenus et assure une bonne répétabilité. Des essais ont été menés sans respecter cette procédure et une dispersion d'environ 20% sur l'effort de premier glissement a été obtenue. En effet, des surfaces non dégraissées ne permettent pas de respecter des conditions strictes de frottement sec et donc de détecter le phénomène de « stick-slip » présenté par la suite.

C. Procédure d'essais

Un essai consiste à imposer une vitesse de déplacement à l'extrémité supérieure du spécimen par le biais de la traverse de la machine de traction. Il s'est avéré que le pilotage en vitesse a donné de bien meilleurs résultats de stick-slip que le pilotage en effort. Ceci a été attribué à l'asservissement de la machine, qui est direct dans le cas de la consigne en vitesse. La vitesse de consigne choisie est de 0.001 mm/s. Plusieurs vitesses ont été testées (0.0001 mm/s, 0.0005 mm/s, 0.01 mm/s, 0.05 mm/s) et le meilleur compromis entre la qualité des résultats et la durée de l'essai a été retenu. En effet, les vitesses plus faibles ont donné les mêmes résultats en termes d'effort de frottement et de glissement pour une durée d'essai supérieure. Par ailleurs, les vitesses plus élevées n'ont pas permis de capturer tous les pics de stick-slip. En cours d'essai, les mesures sont réalisées à l'aide du capteur de déplacement capacitif (précision +/- 1µm), du capteur d'effort sous tête de vis et de la cellule de force. L'essai est arrêté manuellement lorsque la mesure du capteur de déplacement passe hors échelle (course : +/- 0.5 mm). Des essais en déplacement négatif (compression) et en déplacement positif (traction) ont été réalisés. Chaque type d'essai a été répété 10 fois afin d'extraire des moyennes et des écart-types de chaque grandeur.

D. Résultats d'essais et discussion

Les résultats d'essais mettent en évidence le comportement macroscopique mais aussi microscopique des surfaces, avec l'apparition du phénomène d'instabilité dit de « stick-slip ». La Figure 5 présente le type de résultats obtenus et leur interprétation. Il faut remarquer qu'avant la première perte d'adhérence, le déplacement inter-éprouvettes n'est pas nul. La déformation élastique du banc ayant été prise en compte, ceci met en évidence le phénomène de glissement élastique. Avant d'atteindre la rupture et d'entrainer un glissement irréversible, chaque aspérité en contact se déforme élastiquement. Dans ce domaine, le système peut encore revenir à son état initial (glissement nul) si la charge est relâchée.

	t_g	F_{ng}	F_{fg}	μ_s	ΔP_g	Δd_g	v_g
	(s)	(N)	(N)	(--)	(N)	(mm)	(mm/s)
DEPLACEMENT NEGATIF (COMPRESSION)							
Moyenne	190	2000	1120	0,531	-44,3	0,0247	0,0162
Dispersion	5,1%	12%	0,43%	4,5%	4,9%	30%	19%
DEPLACEMENT POSITIF (TRACTION)							
Moyenne	317	1990	1180	0,547	-86,3	0,0222	0,0205
Dispersion	4,3%	2,1%	5,8%	4,4%	14%	9,0%	42%

Tableau 3. BILAN DES RESULTATS D'ESSAIS DE GLISSEMENT

Les résultats d'essais du Tableau 3 montrent que les cas de traction et de compression sont très proches en termes de résultats au 1er glissement. t_g est le temps de 1er glissement, F_{ng} l'effort normal sur les surfaces de

glissement, F_{fg} l'effort de frottement sur une surface de glissement, μ_s le coefficient de frottement statique, ΔP_g la variation de précharge dans l'assemblage, Δd_g le déplacement relatif des éprouvettes par rapport à leur position d'origine et v_g la vitesse de 1er glissement. Seul le temps de glissement diffère entre les essais en déplacement positif et déplacement négatif car la montée en charge est moins rapide en traction du fait de l'alignement des éprouvettes avec l'axe de chargement.

E. Identification des paramètres du modèle de LuGre à partir des résultats d'essais

En s'appuyant sur les travaux de Astrom et al. [14], le modèle de LuGre est utilisé dans le cas de déplacement positif (traction) pour une vitesse de consigne constante.

$$v = v_{consigne} = 0.001\ \mathrm{mm/s}$$

$$\frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \cdot \frac{v}{\beta(v)} \cdot z = v \cdot \left(1 - \frac{\sigma_0}{\beta(v)} \cdot z\right)$$

$$\beta(v) = \mu_d + (\mu_s - \mu_d) \,.\, e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^2} = \beta$$

On obtient finalement l'équation 8.

éq. (8): $$F_f(z) = F_n \,.\left[\sigma_0 \,.\left(1 - \frac{\sigma_1 . v}{\beta}\right).z + (\sigma_1 + \mu_v)\,.\,v\right]$$

La relation 9 donne alors l'effort de frottement en fonction des 7 paramètres à identifier. Connaissant l'évolution expérimentale de F_f, F_n et z, les paramètres peuvent être identifiés pour chaque essai. Le processus est effectué par solveur classique, en utilisant la méthode des moindres carrés.

éq. (9): $$F_f(z) = F_n \,.\left[\sigma_0 \,.\left(1 - \frac{\sigma_1 . v}{\mu_d + (\mu_s - \mu_d)\,.\,e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^2}}\right).z + (\sigma_1 + \mu_v)\,.\,v\right]$$

Un exemple de résultats typiques issus de l'identification de ces paramètres est présenté dans le Tableau 4.

$\boldsymbol{\sigma_0}$	$2{,}1.10^5$	m^{-1}
$\boldsymbol{\sigma_1}$	$3{,}8.10^3$	s/m
$\boldsymbol{\mu_v}$	0,07	s/m
$\boldsymbol{\mu_s}$	0,53	--
$\boldsymbol{\mu_d}$	0,58	--
$\boldsymbol{v_s}$	0,016	m/s

Tableau 4. RESULTATS DE L'IDENTIFICATION DES PARAMETRES DU MODELE DE LUGRE A PARTIR DES RESULTATS D'ESSAI

L'identification du coefficient de frottement statique est réalisée à l'instant du 1er pic de stick-slip. L'identification de la raideur de contact est effectuée en pré-glissement, dans la zone élastique de la courbe représentant l'effort de frottement en fonction du glissement. Les autres paramètres sont identifiés dans la partie dynamique de la courbe, après le 1er glissement. Les paramètres du modèle de LuGre ainsi obtenus à partir des résultats d'essais permettent de caractériser le frottement entre les deux surfaces testées. Les échelles macroscopique et microscopique sont représentées, ce qui permet de caractériser le contact et le glissement de façon détaillée. La Figure 6 montre la bonne corrélation entre le modèle de LuGre identifié et les résultats

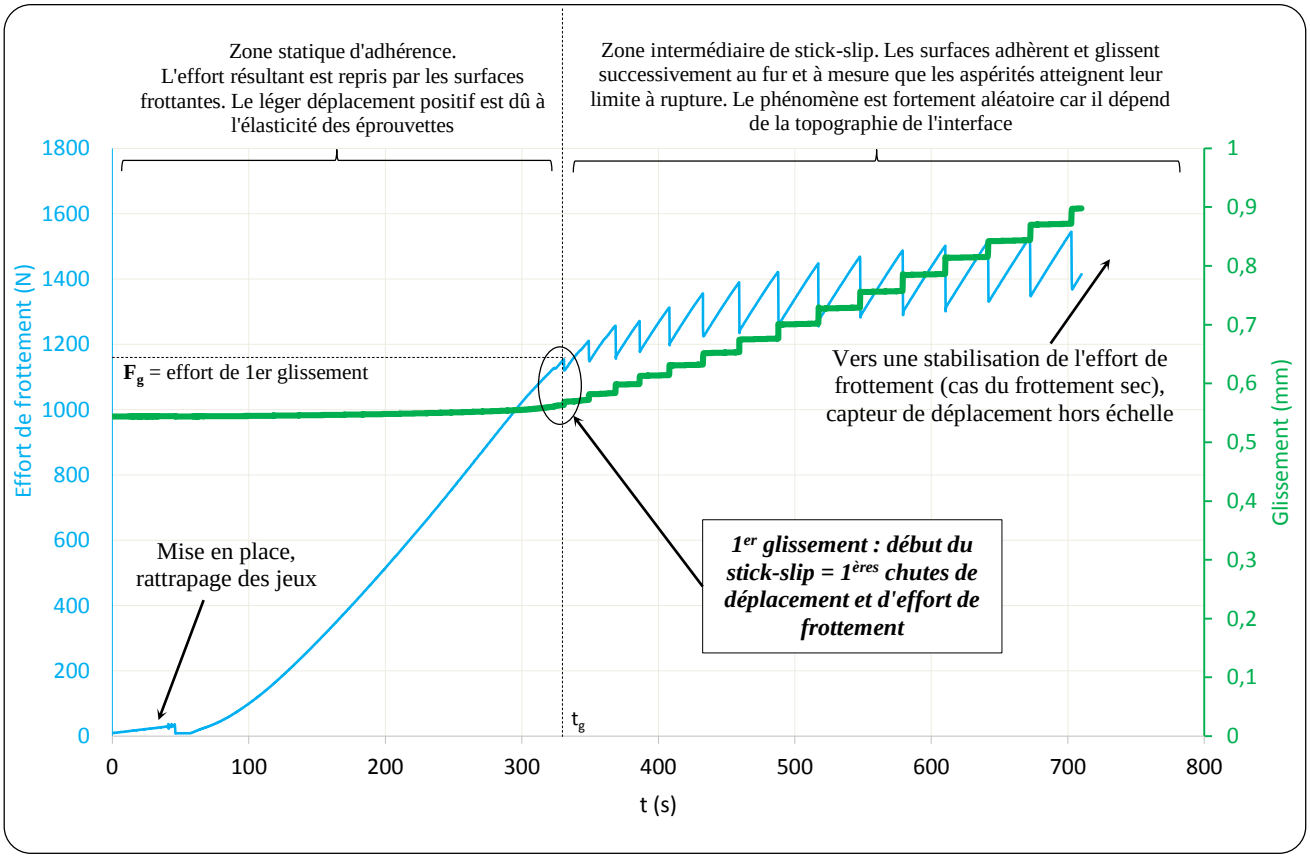

Figure 5. RESULTATS D'ESSAIS : EFFORT DE FROTTEMENT ET GLISSEMENT EN FONCTION DU TEMPS

d'essais. En zone d'adhérence, l'erreur est inférieure à 1%. En revanche, l'erreur dans la zone de stick-slip est supérieure à 20% car on observe un décalage qui est dû à la grande sensibilité des paramètres microscopiques dans cette zone.

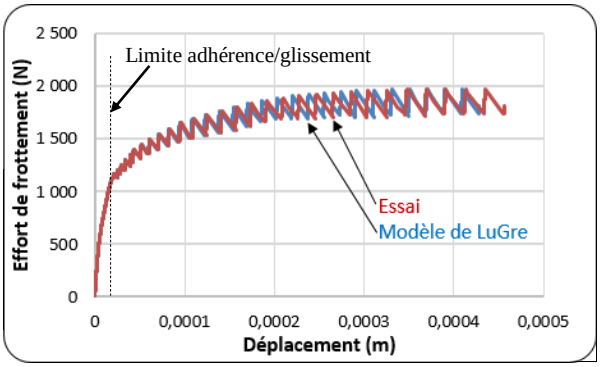

Figure 6. EFFORT DE FROTTEMENT EN FONCTION DU GLISSEMENT. COMPARAISON ENTRE LES RESULTATS D'ESSAIS ET LE MODELE DE LUGRE IDENTIFIE

V. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Les résultats des premiers travaux sont présentés. L'objectif était d'obtenir des premiers résultats expérimentaux et de commencer à les confronter à des modèles analytiques et numériques.

Les essais présentés donnent des résultats satisfaisants. Un nouveau banc d'essai est en cours de réalisation. Il a été conçu pour réaliser les prochains essais sur des échantillons amovibles. Ainsi, les surfaces de glissement pourront être étudiées précisément avant et après essais. La qualité de l'information issue des résultats d'essais et les procédures pourront ainsi être améliorées.

Sur le plan analytique, l'objectif est de créer un modèle de LuGre purement analytique ou très légèrement recalé sur les résultats d'essais. Les coefficients de frottement macroscopiques et microscopiques seraient calculés à partir des propriétés mécaniques des surfaces (ex : la rugosité), des conditions de chargement (ex : niveau de précharge) et des conditions environnementales (ex : température). Le nouveau modèle permettrait alors de déterminer la relation existant entre les efforts de contact à l'interface entre deux pièces boulonnées et le glissement de ces pièces résultant d'un chargement transverse extérieur. Un critère de distinction des différents niveaux de glissement pourrait ainsi être dégagé pour différentes applications.

Sur le plan de la simulation numérique, le défi sera aussi d'obtenir un modèle indépendant des résultats d'essais. Il faudra raffiner le maillage localement au niveau des surfaces de glissement et mieux modéliser leur comportement en implémentant des phénomènes non-linéaires complexes comme des coefficients de frottement variables dans l'espace et dans le temps, l'instabilité de stick-slip, les transferts thermiques dus à la friction et l'écoulement plastique des aspérités.

VI. RÉFÉRENCES

[1] ECSS-E-HB-32-23A, Space Engineering: « *Threaded Fasteners Handbook* », 16 April 2010

[2] C.-A. COULOMB, « *Théorie des machines simples* », Mémoires de Mathématiques et de Physique de l'Académie Royale, 161–342, 1785

[3] RAFAEL KELLY, JESUS LLAMAS, RICARDO CAMPA, « *A Measurement Procedure for Viscous and Coulomb Friction* », IEEE Transactions On Instrumentation And Measurement, Vol. 49, No. 4, August 2000

[4] MARTON, L., & LANTOS, B. « *Control of mechanical systems with Stribeck friction and backlash* », Systems & Control Letters », *58*(2), 2008, 141–147

[5] KARNOPP D., « *Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems* », ASME Journal of Dyn. Syst. Meas. And control, vol. 107 (1), 1985, pp. 100-103

[6] P.R. DAHL « *A solid friction model* », The Aerospace corporation, El Segundo (California), Tor-158(3107-18)-1, 1968.Science, Vol. 32(4), 2001, pp. 523-532

[7] P.A. BLIMAN, M. SORINE. « *Easy-to-use realistic dry friction models for automatic control*». Proc. of the 3rd European Control Conf., Rome (Italy), september 1995, pp. 3788-3794

[8] P.A. BLIMAN « *Etude mathématique d'un modèle de frottement sec : le modèle de P.R. Dahl* ». Doctorat de l'Université de Paris IX-Dauphine - UER Mathématique de la décision, spécialité mathématique et automatique, 1990

[9] D.A. HAESSIG AND B. FRIEDLAND, « *On the modelling and simulation of friction* », J Dyn Syst Meas Control Trans ASME, 113(3):354–362, September 1991

[10] H. OLSOON, K.J. ASTRÖM, C. CANUDAS DE VIT, M. GÄFVERT, P. LISCHINSKY, « *Friction models and friction compensation* », European Journal of Control, Vol.4, Dec. 1998, pp.176-195

[11] V. LAMPAERT, J. SWEVERS, F. AL-BENDER., « *Modifications of the Leuven integrated friction model structure* », IEEE transactions on Automatic Control, Vol. 47(4), 2002, pp. 683-687

[12] F. AVANZINI, S. SERAFIN, AND D. ROCCHESSO, « *Modeling interaction between rubbed dry surfaces using an elasto-plastic friction model* », Proc. 5th Int. Conference on Digital Audio Effects, Hamburg, Germany, September 2002, pp.111–116

[13] AL-BENDER F, LAMPAERT V, SWEVERS J., « *The Generalized Maxwell-slip model: a novel model for friction simulation and compensation* », IEEE Transactions on Automatic Control. 2005, 50(11): 1883-1887

[14] KARL JOHAN ASTROM, CARLOS CANUDAS DE WIT. « *Revisiting the LuGre friction model* », IEEE Control Systems Magazine, Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE), 2008, 28(6), pp.101-114