

**École polytechnique de Louvain**

# **Caractérisation expérimentale et validation d'une mécanique de piano à queue**

Auteur: **Dennis LEVANDER**

Promoteur: **Paul FISSETTE**

Lecteurs: **Sébastien TIMMERMANS, Aude SIMAR**

Année académique 2019–2020

Master [120] : ingénieur civil mécanicien

# Remerciement

Avant toute chose je tiens à remercier mon promoteur, le Professeur Paul Fisette pour m'avoir inspiré durant mes cinq années d'études, pour m'avoir partagé sa passion pour la mécanique au travers de ses différents cours. Mais encore pour avoir présenté cette mécanique de piano durant ceux-ci et m'avoir fait m'y intéresser. De plus, ses conseils et ses encouragements m'ont véritablement tiré vers le haut durant toute la réalisation de ce mémoire.

Je tiens également à le remercier Monsieur Sebastien Timmermans pour son aide durant les différentes phases de ce mémoire. Ses conseils ainsi que son soutien m'ont permis d'y voir plus clair et de mieux comprendre le travail de recherche en général. Merci également à Michaël Coulombier pour m'avoir aidé dans la réalisation des expériences sur la machine UMT.

Merci à ma famille qui m'ont soutenus durant ce travail mais aussi pendant l'intégralité de mes études. Merci à mes cokotteurs ainsi qu'à mes amis du Kotmanga qui m'ont permis de réaliser celles-ci dans un cadre incroyable. Merci à Eléonore Masarweh, Kevin Romanowski, Umut Inan et Julien Aigret pour leurs conseils et leur relecture. Merci à Amine Mounzer pour son aide sur python et merci à Augustin Collie pour son aide matériel mais également pour avoir partagé ses connaissances en photographie.

Enfin, un grand merci à Jillian Dutailly pour ses relectures, son soutien ainsi que ses encouragements tout au long de ce mémoire.

# Table des matières

<b>Introduction</b>	<b>5</b>
<b>1 Évolution des mécaniques de piano</b>	<b>6</b>
1.1 Historique du piano . . . . .	6
1.2 Fonctionnement d'une mécanique de piano à queue . . . . .	8
<b>2 Modélisation de la mécanique</b>	<b>11</b>
2.1 Modèle multicorps . . . . .	11
2.1.1 Équations du mouvement du système multicorps . . . . .	12
2.1.2 Hypothèses du modèle . . . . .	12
2.1.3 Composants du modèle . . . . .	14
2.1.4 Ancien modèle multicorps . . . . .	20
2.2 Modèles géométriques de contact . . . . .	21
2.2.1 Contact cercle - droite . . . . .	22
2.2.2 Contact cercle - cercle . . . . .	25
2.2.3 Contact hybride . . . . .	25
2.2.4 Contact ponctuel . . . . .	28
<b>3 Identification expérimentale</b>	<b>29</b>
3.1 Forces normales . . . . .	30
3.1.1 Loi de comportement de l'ancien modèle . . . . .	31
3.1.2 Loi de comportement du modèle actuel . . . . .	31
3.2 Forces tangentielles . . . . .	37
3.2.1 Modèle de frottement . . . . .	37
3.2.2 Expériences . . . . .	38
3.3 Couples articulaires . . . . .	48
3.3.1 Ressorts . . . . .	48
3.3.2 Frottement articulaire . . . . .	50
3.3.3 Amortissement du contact entre le marteau et sa butée . . . . .	54
<b>4 Validation expérimentale</b>	<b>56</b>
4.1 Réglage de la mécanique . . . . .	56
4.2 Résultats et discussion . . . . .	58
4.2.1 Mouvement de la touche . . . . .	58
4.2.2 Modèle complet . . . . .	59
4.2.3 Ajustement du modèle et recommandations . . . . .	62
<b>Conclusion</b>	<b>64</b>

<b>A</b>	<b>Caractérisitique des corps</b>	<b>67</b>
A.1	Inertie des corps . . . . .	67
A.2	Masses . . . . .	67
A.3	Centre de masse . . . . .	68
<b>B</b>	<b>Point d’ancrage des corps</b>	<b>69</b>
B.1	Bâti : . . . . .	69
B.2	Touche : . . . . .	69
B.3	Pilote : . . . . .	69
B.4	Attrape : . . . . .	70
B.5	Chevalet : . . . . .	70
B.6	Bâton d’échappement : . . . . .	70
B.7	Levier de répétition : . . . . .	71
B.8	Marteau : . . . . .	72
B.9	Étouffoir : . . . . .	72
<b>C</b>	<b>Raideur des ressort</b>	<b>73</b>
C.1	Levier de répétition . . . . .	73
C.2	Bâton d’échappement . . . . .	73
<b>D</b>	<b>Forces de Contact</b>	<b>75</b>
D.1	Forces normales . . . . .	75
D.2	Forces tangentielle . . . . .	79

# Introduction

Selon une enquête de l'ifop [1] réalisée en 2017 sur 2000 Français de plus de 18 ans, le piano est l'instrument de musique le plus populaire. Plus d'un tiers des Français ayant appris à jouer d'un instrument ont appris à jouer du piano (39%). Par ailleurs, parmi ceux regrettant de ne pas savoir jouer d'un instrument, plus de la moitié montre une préférence pour celui-ci (57%).

Toutefois, le fonctionnement du piano reste quelque chose de méconnu pour la plupart des personnes, et ce même parmi les musiciens professionnels. L'occasion de voir un piano à queue ne se présente pas souvent et celle de l'ouvrir pour y observer sa mécanique encore moins. De plus, la complexité du mécanisme ainsi que son comportement très rapide rend son analyse à l'oeil nu difficile. Le but de ce mémoire est de caractériser cette mécanique complexe via la construction d'un modèle multicorps. L'utilisation de celui-ci permettra d'en comprendre le fonctionnement plus en détails. Ainsi que de pouvoir comprendre l'influence des différents réglages sur ses performances.

Ce mémoire est réalisé dans le cadre du projet [2] au sein du laboratoire de recherche MEED (*Mechanical, Electrical Energy and Dynamics System*) de l'UCLouvain (*Université Catholique de Louvain*). Celui-ci a pour objectif la conception d'une touche à retour haptique basée sur la simulation en temps réel d'une mécanique de touche de piano. Ainsi, le but est de reproduire finement le toucher d'un véritable piano. Dans le futur, il sera possible d'y incorporer les modèles de différents piano (à queue, droit et autres) dont le toucher est différent. La possibilité de pouvoir régler et surtout dérégler ces modèles intéresse également les pianistes. En effet, le ressenti du pianiste sur un piano est un élément crucial, influant sur son jeu.

C'est d'ailleurs une des raisons qui m'ont poussé à choisir ce sujet. Ayant pratiqué le piano pendant quelques années, j'ai été amené à jouer un même morceau sur bon nombre de piano différents. Je me suis alors rendu compte à quel point un toucher inhabituel peu véritablement déstabiliser le jeu du pianiste.

Le modèle multicorps présenté ici (le modèle référé en tant que *modèle actuel*) est celui de la mécanique de piano à queue dite à *double échappement* de la marque RENNER (à laquelle nous nous référons par "le démonstrateur"). La structure du modèle est basée sur celle du modèle réalisé par B.Bokiau [3] (le modèle référé en tant qu'*ancien modèle*). Celui-ci se base sur un démonstrateur de la marque LUO PIANOS. Nous nous attendons à ce que la caractérisation expérimentale du modèle actuel permette de décrire le comportement du mécanisme plus précisément que l'ancien modèle. Dans cette optique, les expériences de caractérisation ont pris une place prépondérante dans la réalisation de ce mémoire.

La première partie de ce mémoire sera consacrée à l'évolution de la mécanique de piano, depuis ses ancêtres les plus directs jusqu'à la mécanique actuelle. Une explication détaillée des différentes étapes de fonctionnement de celle-ci sera alors présentée.

Dans un second temps, nous aborderons l'aspect modélisation. Après avoir présenté la façon de résoudre ce type de système multicorps, nous traiterons de ses différents éléments. Chaque corps ainsi que chaque articulation considérée dans le modèle sera alors présentée. Les caractéristiques de ces différents corps ont été mesurées expérimentalement et un modèle 3D dans SOLIDWORKS a été réalisé. Celui-ci sera alors présenté en comparaison avec l'ancien modèle. Après cela, la méthode de B. Bokiau pour déterminer les nombreux points de contact du modèle sera exposée. Celle-ci est identique dans les deux modèles.

Le troisième chapitre sera quant à lui consacré aux expériences réalisées pour caractériser les différentes forces et couples d'interactions entre les nombreux corps. Étant donné le nombre important de contacts, les principaux résultats seront présentés tandis que les résultats plus redondants seront disponibles en annexe.

Enfin, la dernière partie sera consacrée à la validation du modèle actuel lors d'expériences menées sur le démonstrateur. Nous comparerons également ces résultats avec l'ancien modèle.

# Chapitre 1

## Évolution des mécaniques de piano

Le piano est un véritable géant parmi les instruments, souvent désigné comme le roi des instruments. C'est l'instrument possédant la plus grande gamme de notes avec une moyenne de quatre-vingt huit touches réparties sur plus de sept octaves. Sa mécanique complexe permet à une même partition d'être jouée avec beaucoup de nuances différentes. Nous allons à présent passer en revue son historique avant de présenter le fonctionnement d'une mécanique de piano à queue actuelle.

### 1.1 Historique du piano

Avant son invention, les deux instruments à clavier prédominant étaient le clavicorde et le clavecin. Le premier, apparu au début du XIV<sup>e</sup> siècle, est un instrument à corde frappée. Au bout de chacune des touches se trouve une pièce métallique, la tangente, qui vient frapper la corde lorsque la touche est enfoncée (voir Figure 1.1). La position de la tangente sur la corde définit la hauteur de la note jouée et en enfonçant la touche plus ou moins rapidement, différentes nuances peuvent être produites. Toutefois, le désavantage majeur du clavicorde est son faible volume sonore qui rend très difficile son utilisation en public.

Le clavecin, apparu au XVI<sup>e</sup> siècle, est quant à lui un instrument à corde pincée [4]. En effet, l'actionnement d'une touche permet de faire vibrer une corde via un sautereau (voir Figure 1.2). Le clavecin ne permet cependant pas de faire varier la façon dont la corde est pincée. En conséquence, il est impossible pour le claviniste de nuancer sa note. Ceci a poussé les fabricants de l'époque à créer des registres en multipliant les jeux de corde, les manières dont elles sont pincées ou encore avec différentes mécaniques d'étouffoirs.

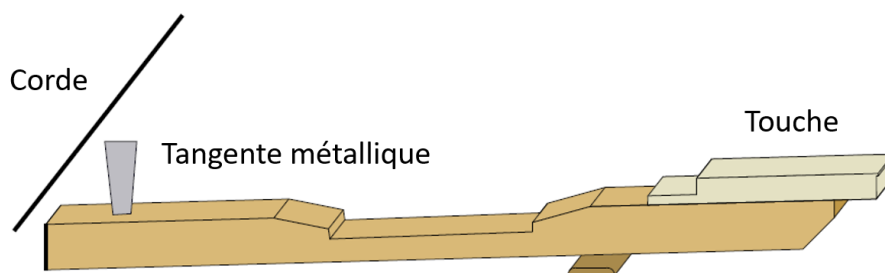


FIGURE 1.1 – Schéma de la mécanique de clavicorde, image tirée de [5]

Vers l'an 1700, alors que le clavecin est à son apogée, le besoin de nuances des musiciens pousse les fabricants d'instruments à tenter d'adapter le technique de frappe du clavicorde à la

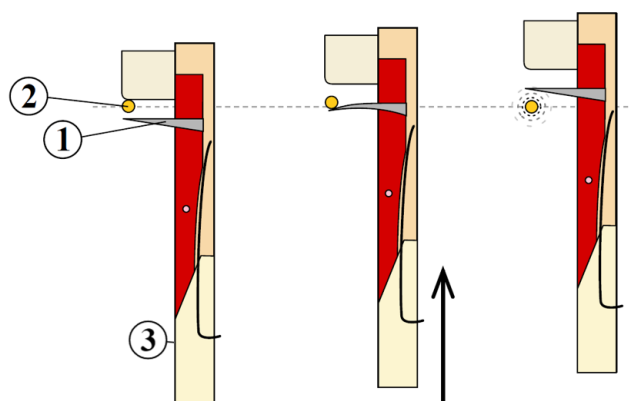


FIGURE 1.2 – Séquences du fonctionnement du sautereau : la touche fait monter le sautereau (3), celui-ci entraîne bec (1) qui fait vibrer la corde (2). Image tirée de [6]

mécanique du clavecin. C'est ainsi que trois inventeurs, indépendamment les uns des autres, proposèrent une mécanique à base de frappe de marteau. Toutefois, c'est l'italien Bartolomeo Cristofori qui construisit le premier instrument à frappe de marteau fonctionnel [7]. Celui-ci nomma son invention *gravecemabolo col piano, e forte*, «clavecin avec les nuances douces et fortes », qui deviendra par la suite le *pianoforte* et enfin le piano.

La mécanique du *pianoforte*, visible sur la Figure 1.3 permet d'une part de projeter le marteau à haute vitesse contre la corde et d'autre part de l'en écarter rapidement afin qu'il n'étouffe pas les vibrations engendrées (contrairement au clavicorde). Ainsi, grâce à des leviers, la vitesse du marteau par rapport à celle de la touche est multipliée permettant de le projeter à haute vitesse. De plus, juste avant l'impact du marteau, celui-ci est en course libre ce qui lui permet de rebondir sur la corde (dont la tension est augmentée par rapport au clavicorde) et de s'en éloigner.

Par la suite, les dimensions du pianoforte augmentent, les matériaux utilisés sont plus robustes, plus lourds, les tensions des cordes sont également bien plus importantes (environ 18 tonnes sur les pianos modernes [8]). Tout ceci dans le but d'augmenter l'intensité sonore, pour pouvoir être entendu dans de plus grandes salles de concert. En revanche, le maintien du toucher léger, rapide et précis amène la mécanique de celui-ci à se complexifier, en rajoutant diverses butées, ressorts et autres.

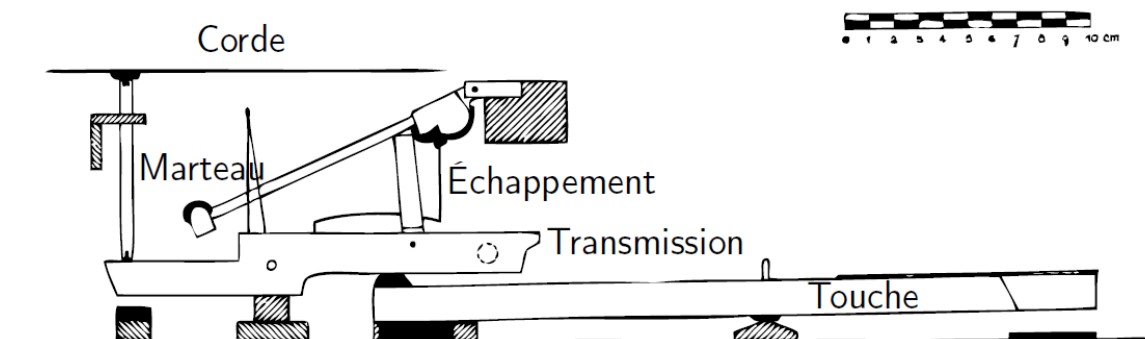


FIGURE 1.3 – Mécanique de Cristofori. L'enfoncement de la *touche* met en mouvement le *marteau* via la *transmission*, juste avant l'impact avec la *corde*, l'*échappement* libère le marteau qui est alors en course libre. Image tirée de [9]

Enfin, une évolution majeure de la mécanique de pianoforte fut apportée par Sébastien Érard en 1822 qui inventa la mécanique à double échappement. Cette version du mécanisme est visible sur la Figure 1.4 et permet de rejouer une note avant que la touche ne soit complètement relâchée. Les explications du fonctionnement de la mécanique actuelles ci-dessous sont applicables à la celle d'Érard, tant les deux sont similaires.

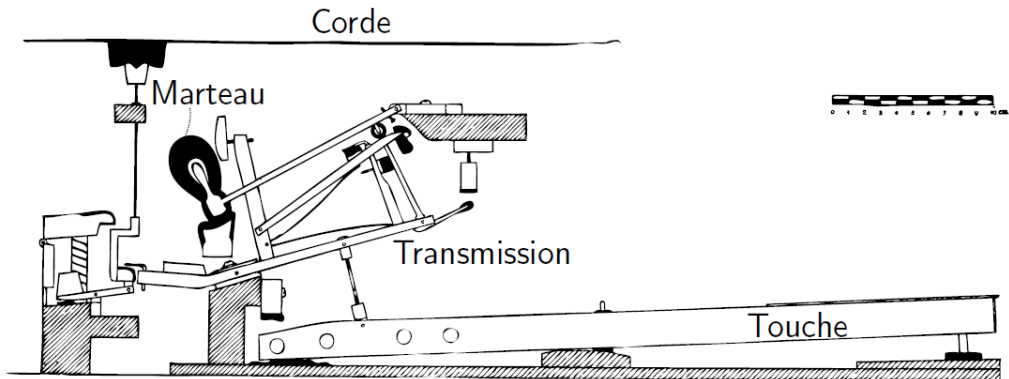


FIGURE 1.4 – Mécanisme d'Érard, Image tirée de [9]

## 1.2 Fonctionnement d'une mécanique de piano à queue

Sur la Figure 1.5 est visible la mécanique de touche à disposition au repos. La corde y est remplacée par une barre rigide. Nous allons ici traiter du fonctionnement de cette mécanique tandis que dans le chapitre suivant nous détaillerons les différents corps et de leur modélisation. Le comportement de la mécanique se fait en cinq temps, durant chaque temps, une attention est apportée aux contacts importants durant celui-ci (visible en couleur sur la Figure correspondante<sup>1</sup>). **1. Au repos** : la partie supérieure de l'étau repose sur la corde (contact bleu) pour éviter qu'elle ne vibre. Le marteau repose sur le levier de répétition (contact rouge). Le levier de répétition est maintenu en place grâce à un ressort (entouré en rose).

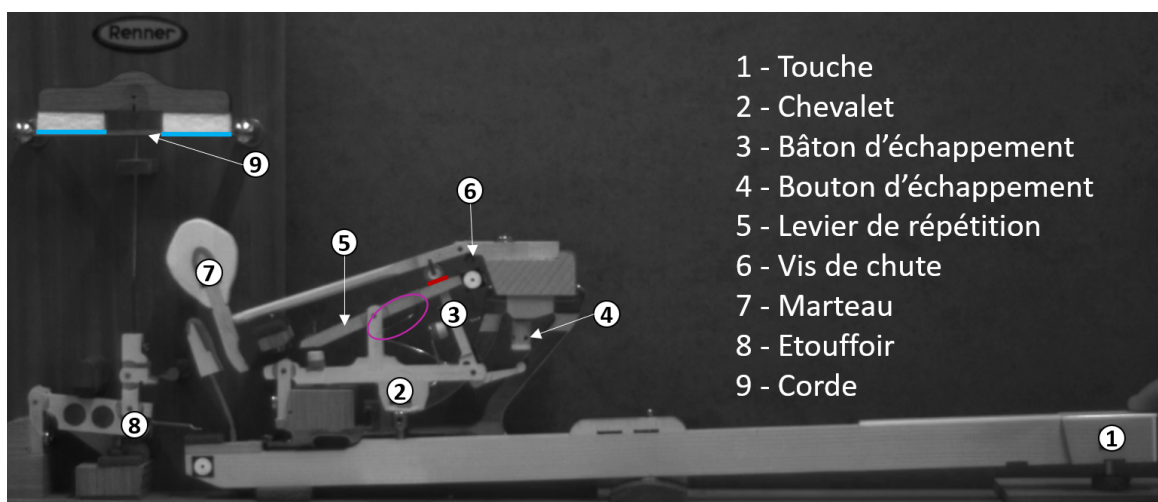


FIGURE 1.5 – Position du mécanisme au repos

1. Ces images sont issues des expériences de validation de la mécanique du Chapitre 4

**2. Projection du marteau jusqu'à échappement :** l'étouffoir est soulevé par la touche via sa cuillère (contact rose), la partie supérieure de l'étouffoir n'est plus en contact avec la corde, permettant à celle-ci de vibrer. De plus, la touche soulève l'ensemble chevalet, levier de répétition et bâton d'échappement. Ce dernier passe au travers du levier de répétition et soulève le marteau (contact jaune) jusqu'à l'échappement, le moment où le bâton entre en contact avec le bouton d'échappement (contact vert) et commence à pivoter.

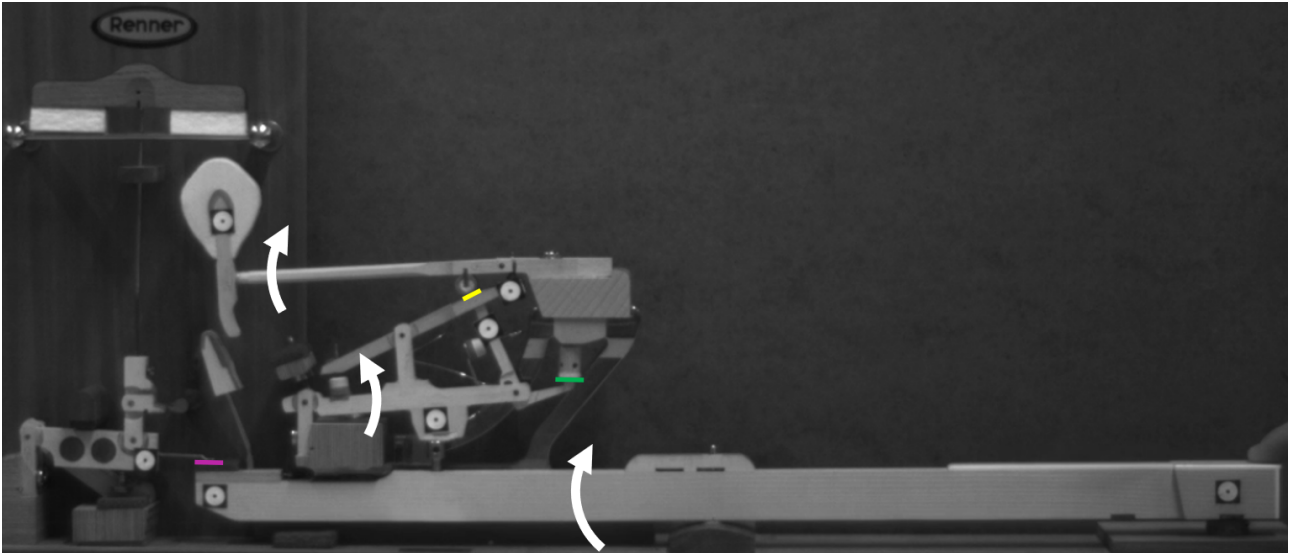


FIGURE 1.6 – Position du mécanisme lors de l'échappement du marteau

**3. Frappe de la corde :** depuis l'échappement, le bâton d'échappement a pivoté et n'est donc plus en contact avec le marteau lorsque celui-ci frappe la corde (contact marteau corde en bleu). Le levier de répétition est quant à lui en contact avec la vis de chute (contact violet) pour éviter qu'il ne maintienne le marteau contre la corde.

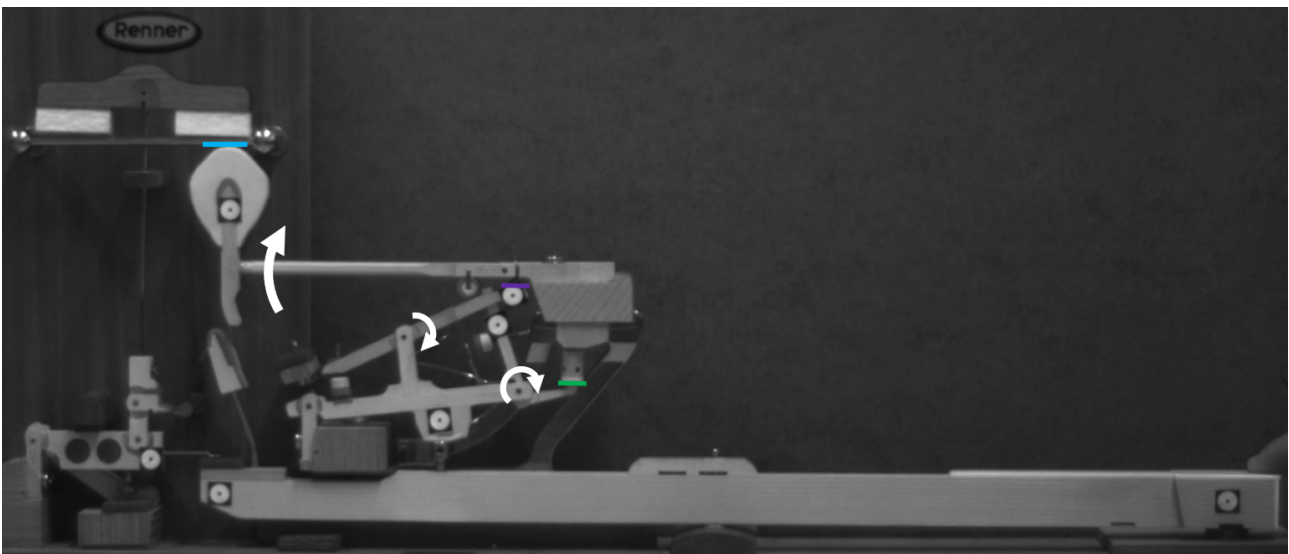


FIGURE 1.7 – Position du mécanisme lorsque le marteau frappe la corde

**4. Chute du marteau jusqu'à l'attrape :** après avoir percuté la corde, le marteau tombe et est ralenti par le levier de répétition (contact rouge). Sa chute se termine lorsque le marteau entre en contact avec l'attrape de la touche (contact orange). Tant que la touche reste enfoncée, le mécanisme reste dans cette position.

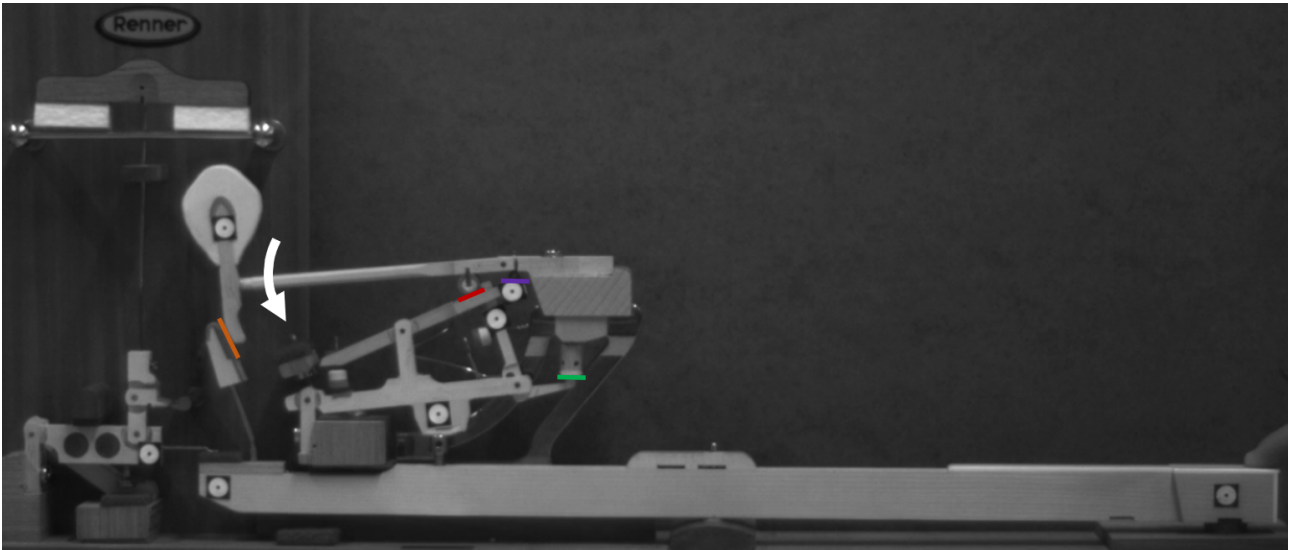


FIGURE 1.8 – Position du mécanisme lorsque le marteau est attrapé

**5. Mise en place à la répétition :** lorsque la touche est relâchée d'une distance permettant au mécanisme de revenir en position d'échappement. Autrement dit quand le marteau est libéré de l'attrape et le bâton d'échappement est de nouveau sous le marteau. Un ressort de rappel est présent pour l'y ramener (entouré en rose). A partir de cette position, la touche peut être enfoncée de nouveau afin de rejouer une note (retour à la position 3). Si la touche est relâchée, le mécanisme revient en position de repos.

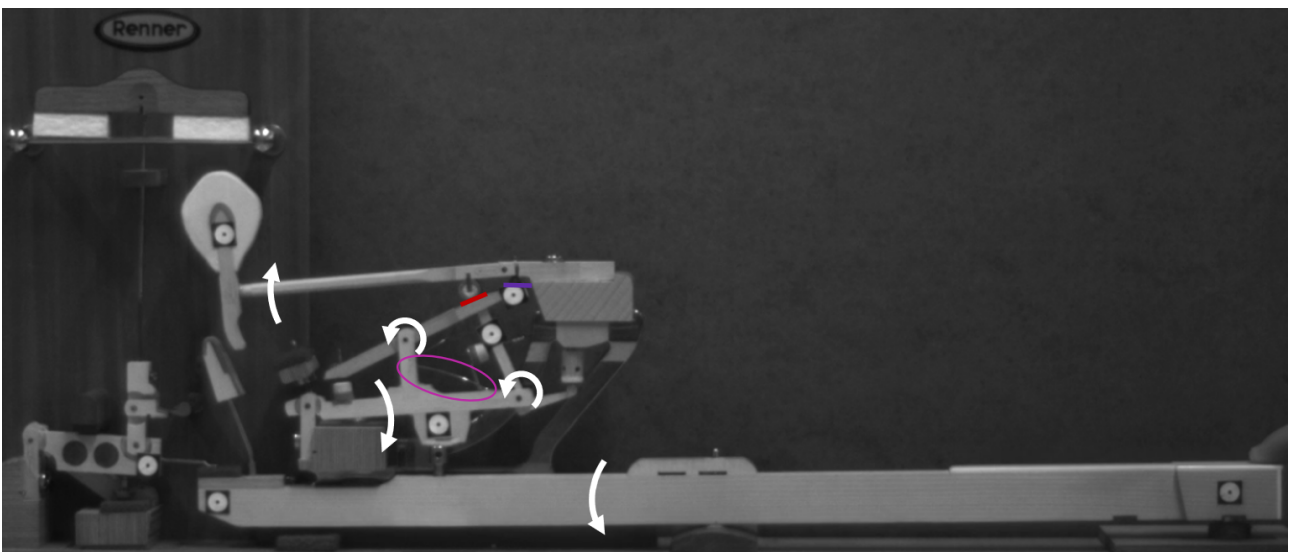


FIGURE 1.9 – Position du mécanisme en place pour la répétition

# Chapitre 2

## Modélisation de la mécanique

### 2.1 Modèle multicorps

D'année en année, les systèmes multicorps ainsi que leurs modélisations s'améliorent, ceci dans le but d'adopter le comportement souhaité et ce pendant le plus longtemps possible. Lors du fonctionnement d'un mécanisme tel que celui de la touche de piano, chaque pièce, chaque contact a son importance. Son grand nombre de corps et d'articulations en fait un système multicorps complexe à analyser. C'est avec les logiciels multicorps tel que ROBOTRAN que la possibilité de modéliser un tel système devient réellement possible. Dans ce but, il est nécessaire de parfaitement connaître les caractéristiques des corps qui le composent.

Afin de modéliser ce mécanisme, les dimensions géométriques, les masses, les inerties ainsi que les centres de gravité de chaque pièce de ce système multicorps ont été mesurés. Ensuite, ce sont les articulations et les liaisons entre les corps qui ont été caractérisées.

Cette section portera tout d'abord sur la méthode générale de résolution d'un système multicorps, nous verrons ensuite quelles sont les hypothèses que nous avons posées au cours de la modélisation de la mécanique. Après, nous passerons en revue les différents composants du modèle, c'est à dire les corps ainsi que les différentes articulations. Enfin, les forces de contact entre les corps vont dépendre de la géométrie des corps en contact, c'est pourquoi une attention sera portée aux différents modèles géométriques de contact.

L'aspect visuel de ce modèle a également son importance étant donné le but pédagogique de celui-ci. Grâce aux mesures effectuées, un modèle 3D a pu être réalisé à l'aide du logiciel SOLIDWORKS et ensuite importé dans le logiciel multicorps ROBOTRAN. Ceci permet d'observer et de comprendre le fonctionnement du mécanisme lors de son actionnement. Mais encore, cela permettra de comprendre les sensations que l'on ressent du bout des doigts en tant que pianiste. Le but final de ce modèle étant de reproduire finement ces sensations lorsque une note est jouée de différentes façon.

### 2.1.1 Équations du mouvement du système multicorps

Dans tout système multicorps, chaque corps  $i$  obéit à la seconde loi de Newton [10]. La dérivée de la quantité de mouvement  $\dot{\mathbf{N}}^i$  est égale à  $\mathbf{F}^i$  la résultante des forces externes agissant sur le corps  $i$ . Cette loi, aussi appelée principe fondamental de la dynamique, peut se réécrire sous la forme :

$$\mathbf{F}^i = m^i \ddot{\mathbf{x}}^i \quad (2.1.1)$$

Avec  $m^i$  la masse du corps  $i$  ainsi que  $\ddot{\mathbf{x}}^i$  l'accélération absolue de son centre de masse. Dans le cas présent, les corps sont considérés rigides, ce qui implique que l'équation d'Euler, ci-après, peut être déduite de la seconde loi de Newton :

$$\mathbf{I}^i \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}}^i + \boldsymbol{\omega}^i \times \mathbf{I}^i \cdot \boldsymbol{\omega}^i = \mathbf{L}^i \quad (2.1.2)$$

avec  $\mathbf{I}^i$  le tenseur d'inertie par rapport à son centre de masse,  $\dot{\boldsymbol{\omega}}^i$  et  $\boldsymbol{\omega}^i$  respectivement l'accélération absolue et la vitesse absolue du corps et enfin  $\mathbf{L}^i$  la résultante des couples extérieurs (moments de force et couples purs) par rapport à son centre de masse.

En décrivant  $\ddot{\mathbf{x}}^i$ ,  $\boldsymbol{\omega}^i$  et  $\dot{\boldsymbol{\omega}}^i$  pour chaque corps en fonction des coordonnées généralisées  $q$ ,  $\dot{q}$  et  $\ddot{q}$  du système :

$$\begin{aligned} \ddot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(q, \dot{q}, \ddot{q}) \\ \boldsymbol{\omega} &= \mathbf{g}(q, \dot{q}, \ddot{q}) \\ \dot{\boldsymbol{\omega}} &= \mathbf{h}(q, \dot{q}, \ddot{q}) \end{aligned}$$

Ces expressions peuvent ensuite être injectées dans les équations 2.1.1 et 2.1.2. Sachant que le système multicorps étudié ici ne comporte pas de boucle cinématique et donc pas de contraintes cinématiques, les équations du mouvement peuvent s'écrire sous la forme matricielle :

$$M(q)\ddot{q} + c(q, \dot{q}, F_{ext}, L_{ext}, g) = Q(q, \dot{q}) \quad (2.1.3)$$

avec les coordonnées généralisées  $q$  c'est-à-dire les mouvements relatifs au sein des articulations,  $M(q)$  la matrice de masse généralisée et  $c(q, \dot{q}, F_{ext}, L_{ext}, g)$  le vecteur contenant les termes gyroscopiques, centrifuges, de gravité ainsi que les forces et couples externes.  $Q(q, \dot{q})$  est quant à lui, le vecteur généralisé des forces et couples agissant au sein des articulations.

L'obtention de ces équations semi-explicites se fait via le générateur symbolique de ROBOTRAN [11], une fois ces équations simplifiées en fonction du système étudié, il va ensuite permettre de résoudre ce système afin d'obtenir  $\ddot{q}$ , les accélérations relatives au sein des articulations. Ces dernières vont par la suite être intégrées en utilisant un intégrateur numérique, Rosenbrock dans ce cas-ci.

### 2.1.2 Hypothèses du modèle

Dans le modèle multicorps de la mécanique de frappe, nous avons fait une série d'hypothèses simplificatrices :

- Les corps sont considérés parfaitement rigides, ce qui n'est pas le cas en réalité, en particulier pour la corde, pour la tige de l'attrape ainsi que pour la tige du marteau. La flexibilité de ces corps pourra par la suite être incorporé dans le modèle ROBOTRAN si cet aspect vaut la peine d'être modélisé au regard des résultats du modèle actuel.
- La corde est modélisée par une force ponctuelle, le but étant dans un premier temps de valider le modèle grâce à la mécanique de touche à disposition, dans laquelle la corde est une barre rigide.

- Le mécanisme est plan ( $\hat{\mathbf{i}}_x, \hat{\mathbf{i}}_z$ ). En conséquence, aucune force selon l'axe  $\hat{\mathbf{i}}_y$  n'est prise en compte.
- Les articulations sont des rotations parfaites, le jeu dans celles-ci ainsi que la translation de la touche lors de son actionnement est négligé. En réalité, l'articulation entre le socle et la touche est similaire à une droite roulant sur un cercle (voir figure 2.1), mais par soucis de simplicité, les translations de ce point en cet endroit, qui sont très faibles, sont négligées.

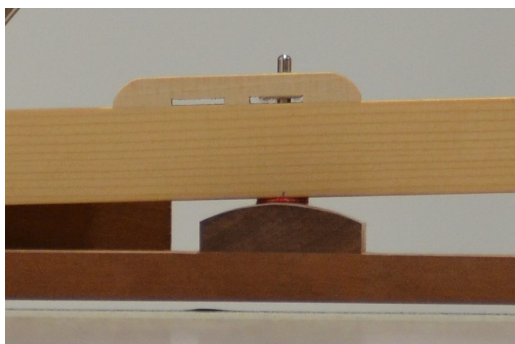


FIGURE 2.1 – Pivot de la touche

- Les contacts entre les corps sont considérés ponctuels. Ces points sont, soit fixes sur les corps, soit déterminés selon les profils géométriques prédéfinis des corps, considérés circulaires ou rectilignes. Les détails sont exposés dans la Section 2.2.
- Seule la partie basse de l'étaffoir est modélisée, de plus, sa butée n'est pas visible dans le modèle 3D. Elle est néanmoins présente dans le modèle, bloquant le mouvement de l'étaffoir lorsque celui-ci atteint un angle limite.
- Les forces de frottement ne sont pas modélisées pour tous les contacts, notamment pour ceux donc la vitesse tangentielle relative est très faible. Les détails de ces forces se trouvent dans la Section 3.2

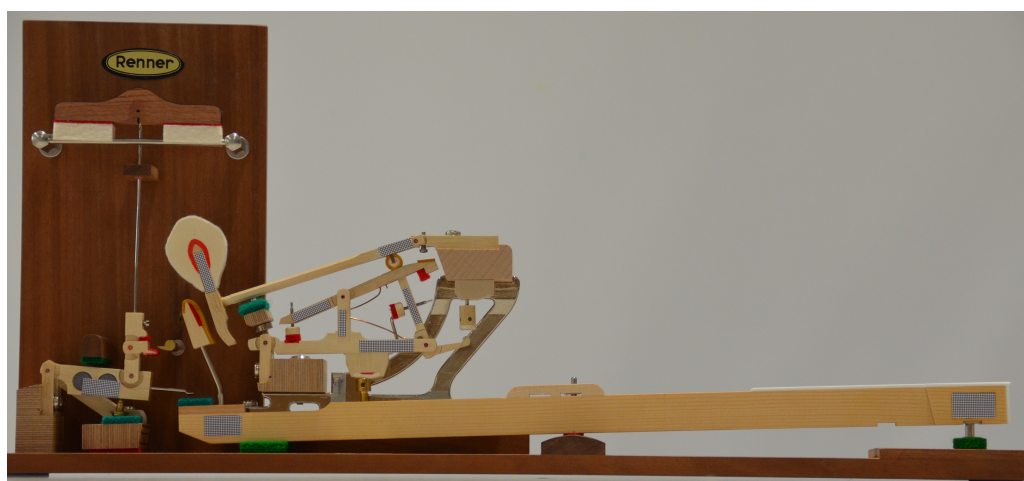


FIGURE 2.2 – Mécanique de touche de piano à queue RENNER

### 2.1.3 Composants du modèle

Afin de reproduire le plus fidèlement possible la cinématique et la dynamique du mécanisme de touche de piano, il a fallu mesurer précisément les dimensions de chacun des corps. Ce modèle utilise les dimensions de la touche à disposition, à savoir une mécanique de la marque RENNER visible sur la figure 2.2 ci-avant. Il est important de noter que ces dimensions changent entre différentes touches et ce même au sein d'un même piano, nous ne connaissons d'ailleurs pas à quelle note correspond celle dont nous disposons.

Dans un premier temps, nous avons réalisé les mesures des différents corps à l'aide de photos prises à une distance de 2 mètres avec un objectif 90mm (équivalent 137mm en plein format) pour réduire un maximum les distorsions dues aux perspectives. Lorsque les distances à mesurer dépassent les 40 cm, des photos ont été prises à une plus grande distance (6 m) et des mesures supplémentaires ont été réalisées.

Dans un second temps, ces photos ont été importées dans le logiciel SOLIDWORKS ce qui a permis de modéliser les pièces. C'est durant ce processus que l'on a pu observer des imperfections dans la géométrie des pièces (planéité et parallélisme de surfaces, défauts, asymétrie, etc...). Les pièces ont toutefois été modélisées comme si elles étaient parfaites.

#### Les corps

Les différents corps du mécanisme sont visible sur la Figure 2.3 ci-dessous. Le corps inertiel du modèle est le bâti du mécanisme, notamment le socle mais également trois butées ainsi que de la corde remplacée ici sous la forme d'une barre rigide. En plus de cela, le mécanisme est composé de six corps mobiles : la touche, l'étouffoir, le chevalet, le bâton d'échappement, le levier de répétition et enfin le marteau. Ci-après, les composants de chaque corps seront détaillés avec une Figure permettant de visualiser les différentes éléments de chaque corps.

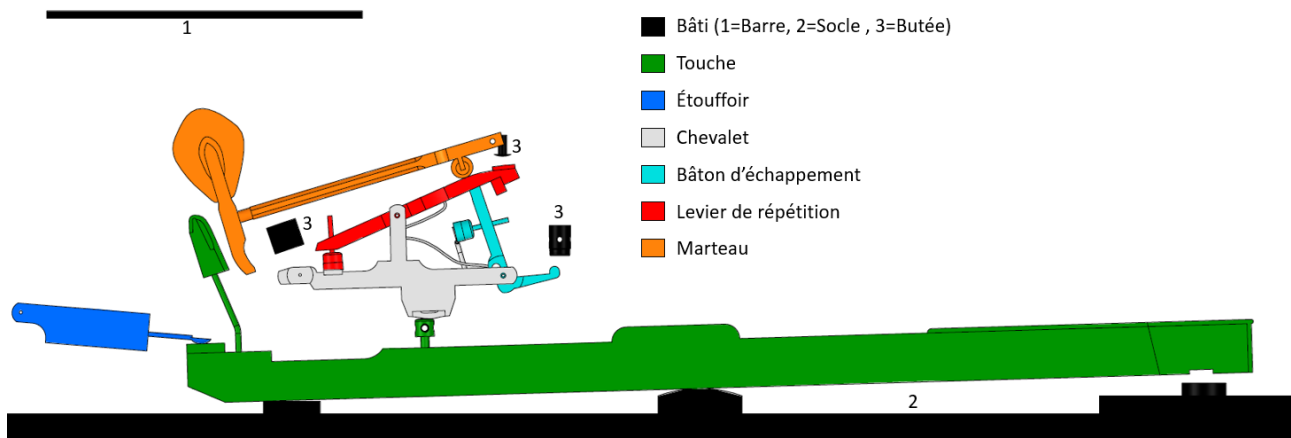


FIGURE 2.3 – Modèle SOLIDWORKS du mécanisme

**1. Le bâti :** Sur les Figures 2.4 est visible le bâti du mécanisme. Celui-ci est composé du *socle* avec le *pivot* central, sur lequel la touche va pivoter jusqu'à atteindre les *feutres* verts de part et d'autre du socle. Il est également composé du *bouton d'échappement*, de la *vis de chute* et de la *butée du marteau*, sur lesquels respectivement le bâton d'échappement, le levier de répétition et le marteau vont buter lors de l'actionnement de la touche. Pour finir, le dernier élément du bâti

est la barre rigide remplaçant, dans ce démonstrateur, la *corde* sur laquelle le marteau va venir frapper.

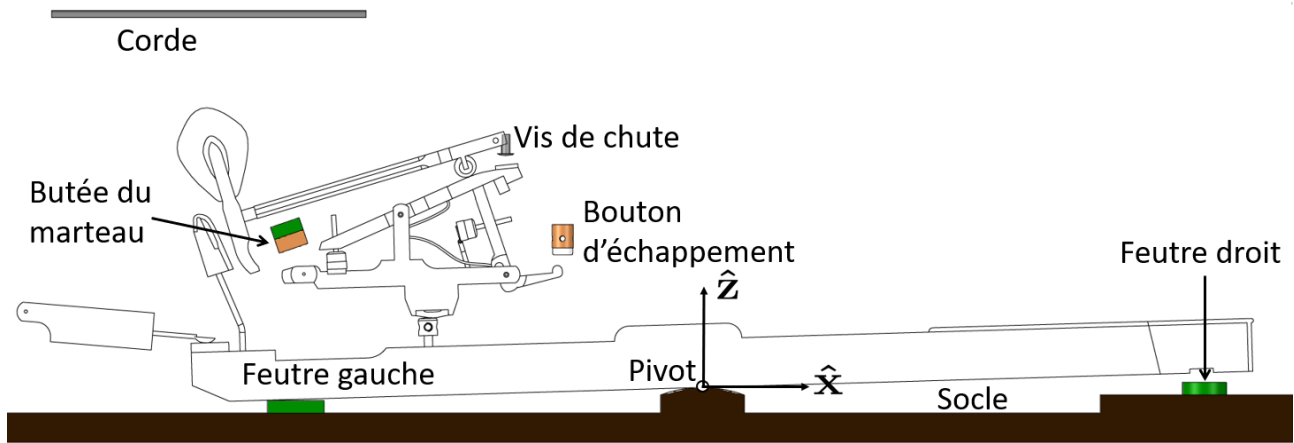


FIGURE 2.4 – Le bâti

**2. La touche :** La touche englobe trois pièces : le *corps de touche*, le *pilote de touche* et l'*attrape*. Pour jouer une note, le pianiste appuie sur le *marbre* du corps de touche. La touche va alors pivoter autour de son axe de rotation sur le pivot du socle. Le *pilote de touche* dont la hauteur est réglable va transmettre le mouvement de la touche au chevalet. Enfin, pour éviter que le marteau ne frappe la corde plusieurs fois lors d'une pression de touche, l'*attrape* dont l'inclinaison est également réglable bloque le marteau lors de sa chute après qu'il ait rebondi sur la corde.

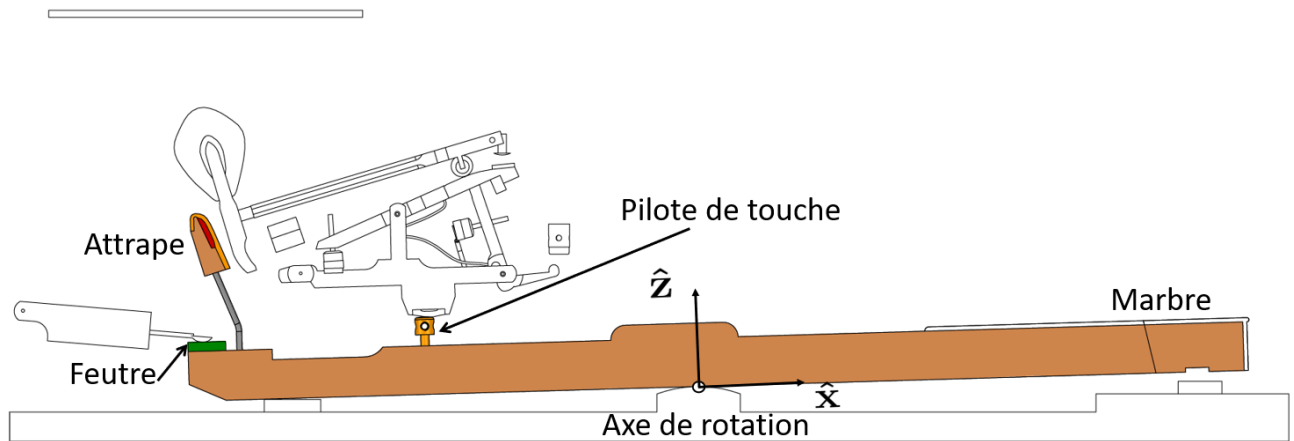


FIGURE 2.5 – La touche

Masse [g]	Inertie axe y [g mm <sup>2</sup> ]	Coordonnée centre de masse (x,z) [mm]
87.59	$2.110619 * 10^6$	(12.892, 16.2)

TABLE 2.1 – Caractéristiques de la touche

**3. L'étouffoir :** L'étouffoir a pour but d'éviter que la corde ne vibre lorsque la touche n'est pas enfoncée, ici, seule sa partie inférieure est modélisée. La *cuillère* de l'étouffoir est en contact avec le feutre de la touche et l'amplitude de sa rotation est limitée par une butée non représentée ici.

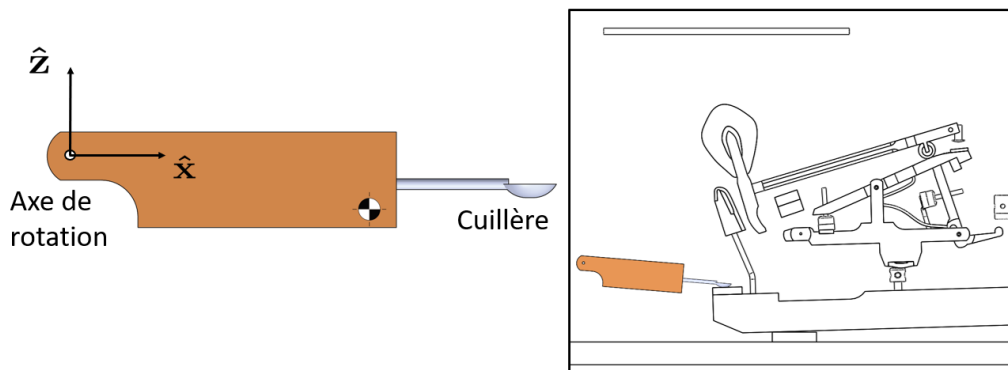


FIGURE 2.6 – L'étouffoir

Masse [g]	Inertie axe y [ $\text{g mm}^2$ ]	Coordonnée centre de masse (x,y) [mm]
51.2	5943.672	(56.1, -10)

TABLE 2.2 – Caractéristiques de l'étouffoir

**4. Le chevalet :** Le chevalet pivote autour de son axe de rotation fixe. Il est mis en mouvement par le pilote de touche via son *feutre inférieur* et possède 2 articulations. L'*articulation supérieure et de droite* est respectivement liée au levier de répétition et au bâton d'échappement. Ces deux articulations subissent chacune un couple de rappel dû aux *ressorts du levier et du bâton*. De plus, le mouvement du levier de répétition est limité par le *feutre rouge* contre lequel il vient buter. De façon similaire, le mouvement du bâton d'échappement est limité par la *cuillère*.

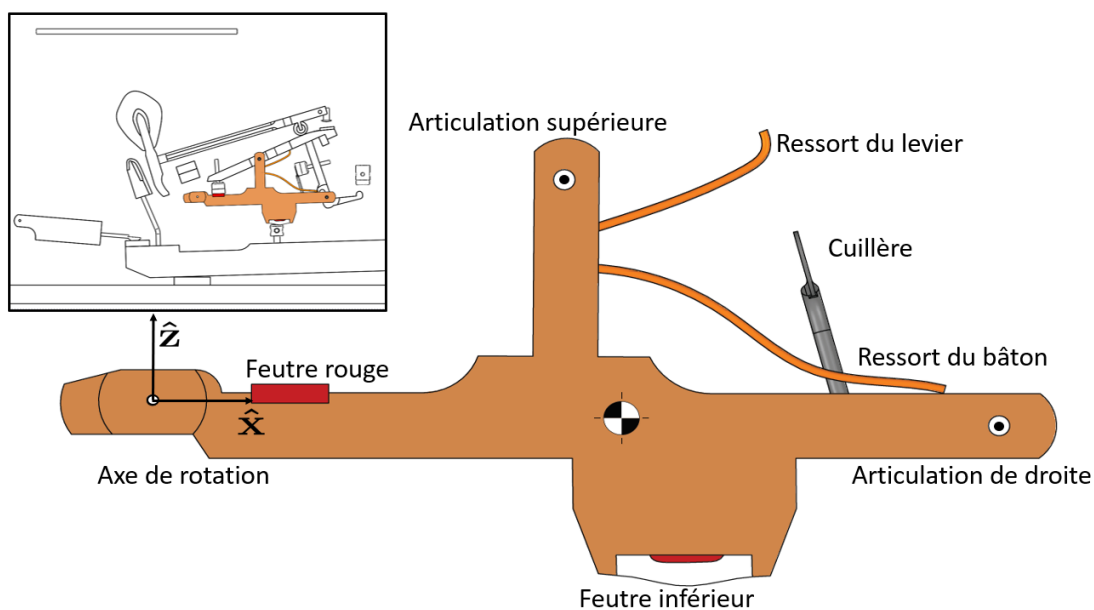


FIGURE 2.7 – Le chevalet

Masse [g]	Inertie axe y [ $\text{g mm}^2$ ]	Coordonnée centre de masse (x,z) [mm]
11.89	10784.07	(53.47, -2.19)

TABLE 2.3 – Caractéristiques du chevalet

**5. Le bâton d'échappement :** Le bâton d'échappement est lié au chevalet par son axe de rotation. Au repos, le bouton d'engagement, dont la position est réglable, est en contact avec la cuillère du chevalet. Une fois mis en mouvement le bord supérieur du bâton d'échappement pousse le marteau jusqu'à ce que son bord inférieur bute contre le bouton d'échappement. A ce moment là, le bâton d'échappement pivote autour de son axe et provoque l'échappement du marteau.

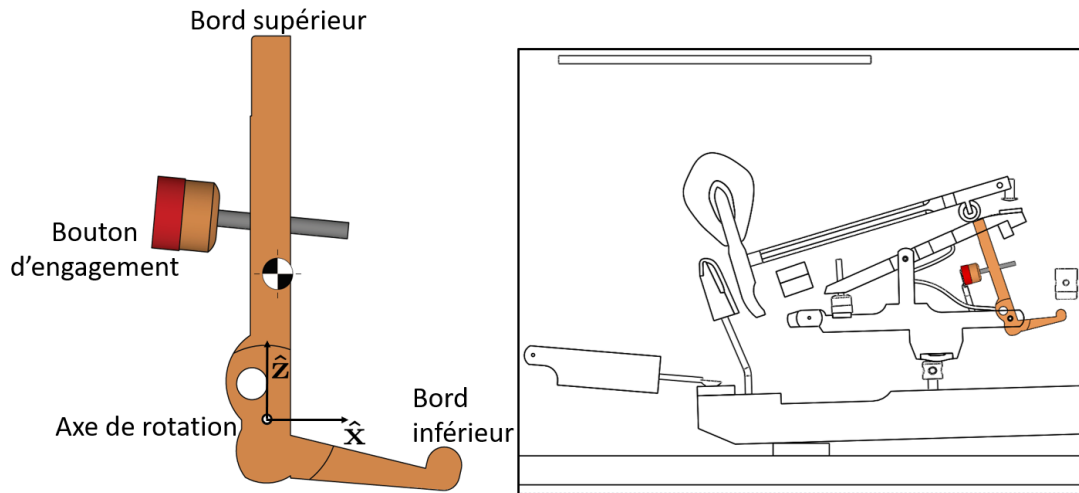


FIGURE 2.8 – Le bâton d'échappement

Masse [g]	Inertie axe y [ $\text{g mm}^2$ ]	Coordonnée centre de masse (x,y) [mm]
2.32	777.9787	(1.429, 18.77)

TABLE 2.4 – Caractéristiques du bâton d'échappement

**6. Le levier de répétition :** Le levier de répétition est lui aussi lié au chevalet par son axe de rotation. Au repos, son bouton d'engagement dont la position est réglable repose sur le chevalet et le marteau repose sur le bord supérieur du levier de répétition. Le levier de répétition va bouger avec le chevalet jusqu'à entrer en contact avec la vis de chute au niveau du cuir supérieur. Celle-ci va bloquer le levier de répétition qui va soutenir le marteau dans une position limitant le jeu entre le marteau et le bâton d'échappement. Ceci permet d'augmenter la fréquence à laquelle la note peut-être jouée.

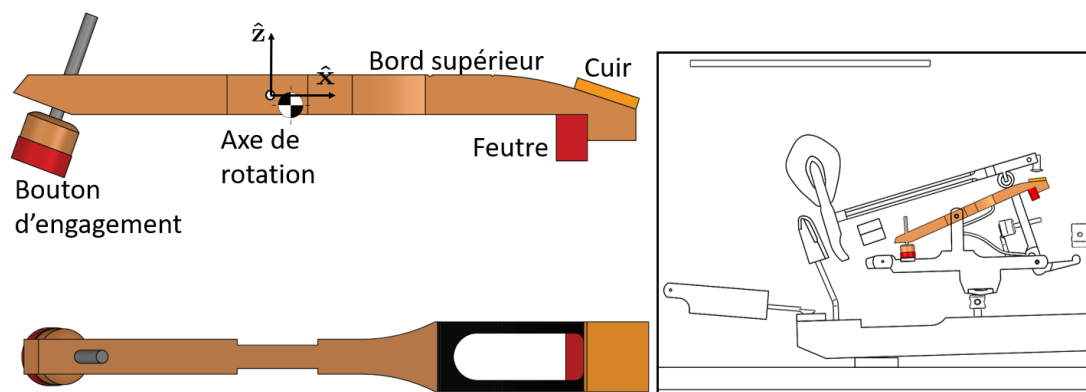


FIGURE 2.9 – Le levier de répétition

Masse [g]	Inertie axe y [g mm <sup>2</sup> ]	Coordonnée centre de masse (x,y) [mm]
3.53	4324.029	(3.423, -1.611)

TABLE 2.5 – Caractéristiques du levier de répétition

**7. Le marteau :** Le marteau est le corps final du mécanisme, son axe de rotation est fixe et au repos il repose sur le levier du répétition via son rouleau. Lorsque la touche est enfoncé, le marteau est propulsé vers la corde et vient la frapper au niveau de la tête du marteau. Ensuite, lors de la chute du marteau, deux cas de figure sont possible. Dans le premier cas la touche n'est plus enfoncée et le marteau va atterrir sur sa butée au niveau de la tige du marteau. Dans le second cas la touche reste enfoncé et c'est alors l'attrape qui va immobiliser le marteau grâce au contact entre l'attrape et la partie inférieure du marteau. Le but étant qu'avec une pression de la touche, le marteau n'entre qu'une fois en collision avec la corde.

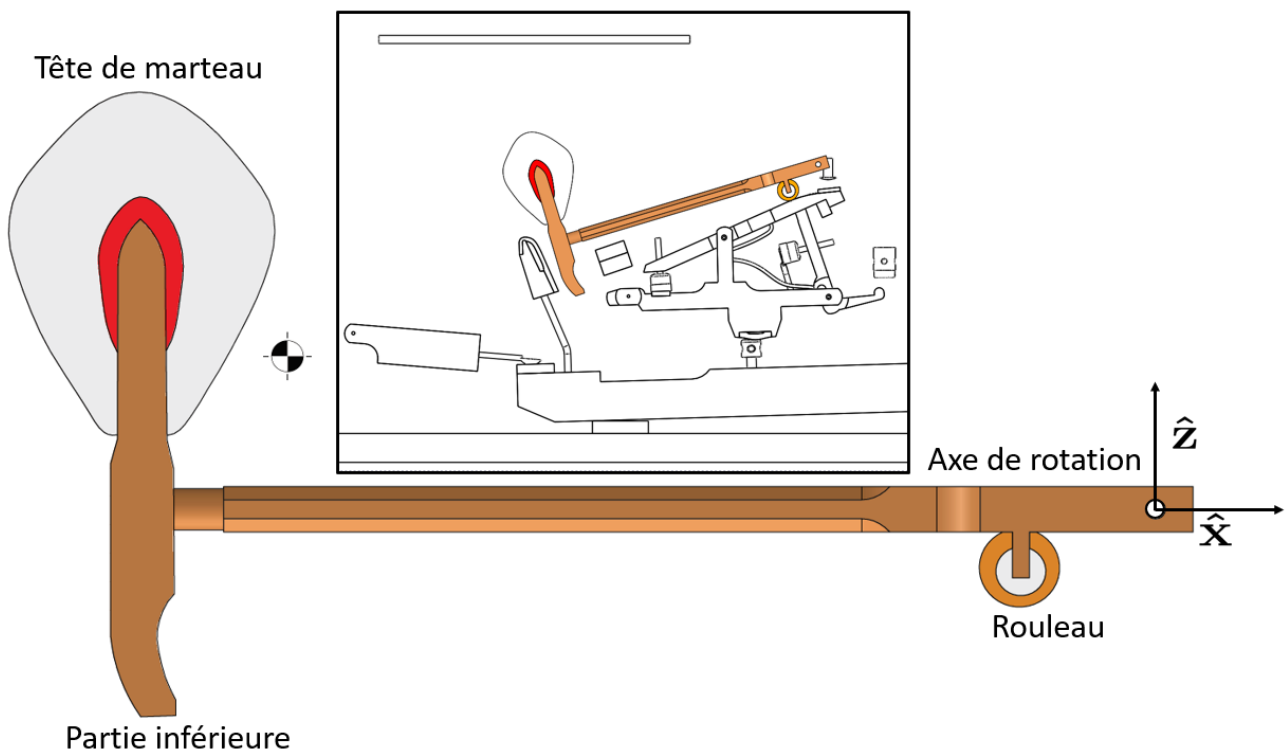


FIGURE 2.10 – Le marteau

Masse [g]	Inertie axe y [g mm <sup>2</sup> ]	Coordonnée centre de masse (x,y) [mm]
16.69	31863.32	(-109.8, 19.64)

TABLE 2.6 – Caractéristiques du marteau

## Les articulations

Le mécanisme possède six articulations en rotation, quatre d'entre elles sont liées au bâti et deux se situent entre deux corps. Il y a donc 6 coordonnées généralisées  $q$  dans le système :

$$q = \{\theta_t, \theta_e, \theta_c, \theta_b, \theta_l, \theta_m\}$$

D'une part les angles  $\theta_t$ ,  $\theta_e$ ,  $\theta_c$  et  $\theta_m$  sont les angles entre le repère inertiel  $\{\hat{I}\}$  et les repères de respectivement la touche, l'étouffoir, du chevalet et du marteau. D'autre part,  $\theta_b$  et  $\theta_l$  sont les angles entre le repère du chevalet et les repères du bâton d'échappement et du levier de répétition respectivement.

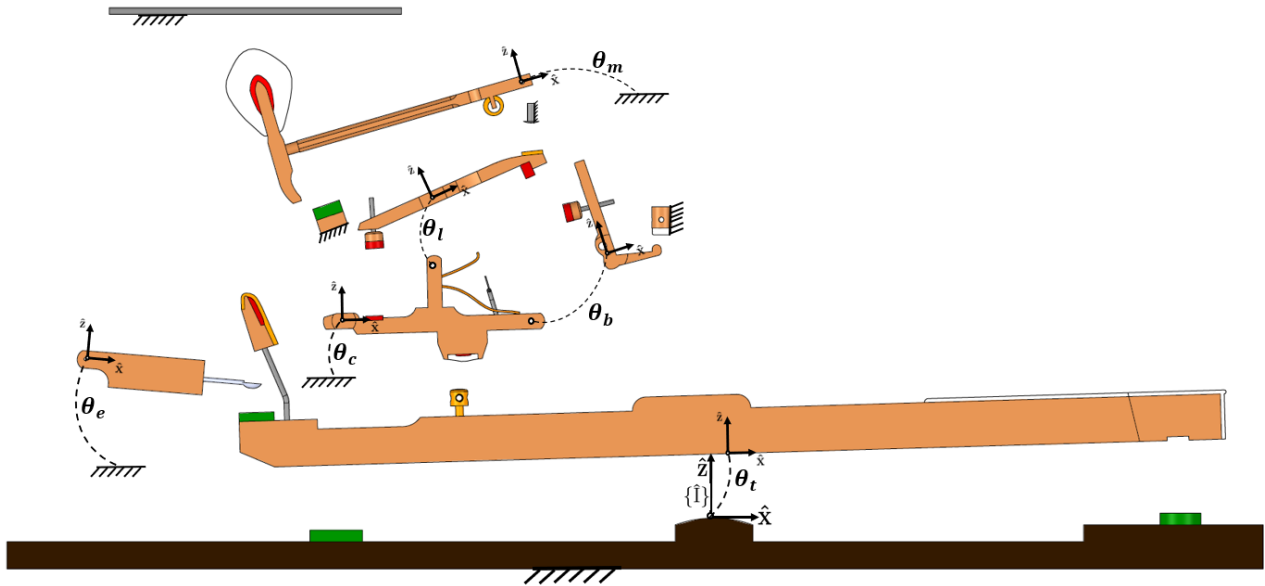


FIGURE 2.11 – Coordonnées généralisées du système

### 2.1.4 Ancien modèle multicorps

A présent les différents composants et les différentes hypothèses du modèle sont définis. Le visuel du modèle dans ROBOTRAN est visible sur la Figure 2.13, tandis que le modèle de B.Bokiau [3] se trouve à la Figure 2.12.

Les différences de position des centres de masse, de masses, d'inerties et autres sont disponible dans les annexes A et B. Par ailleurs, plusieurs différences sont visible en comparant les visuels, notamment :

- Les dimensions géométriques des corps, par exemple de la touche, du bâton d'échappement ainsi que du marteau.
- Les positions des différentes articulation liées au bâti, notamment celle du marteau, du chevalet et de la touche.
- L'inclinaison de l'attrape.
- La hauteur de la corde.
- L'inclinaison du bouton d'échappement.

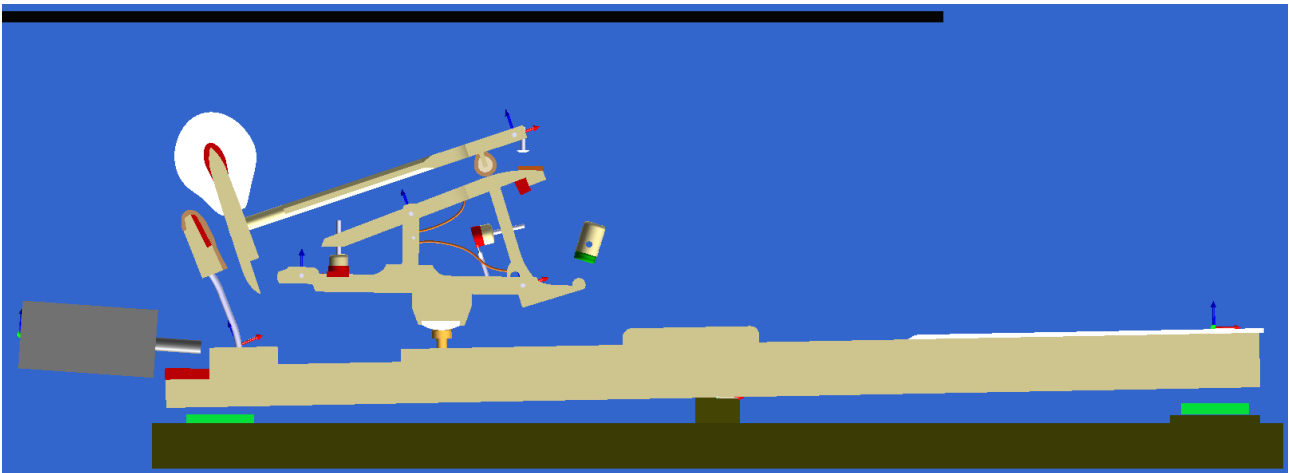


FIGURE 2.12 – Ancien modèle de la mécanique réalisé dans ROBOTRAN

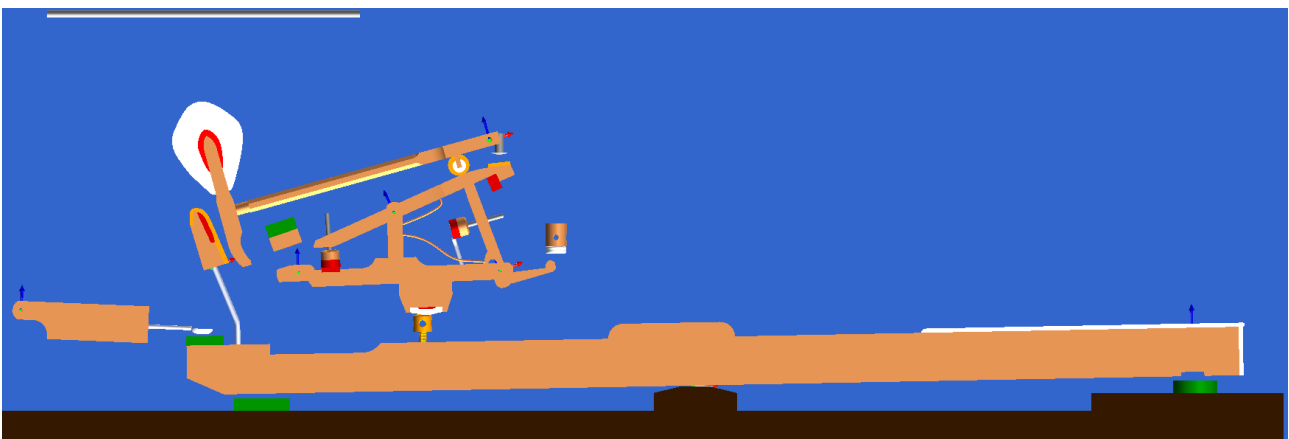


FIGURE 2.13 – Modèle actuel de la mécanique réalisé dans ROBOTRAN

## 2.2 Modèles géométriques de contact

La mécanique de touche de piano à queue comprend un nombre important de corps mais aussi de contacts. La façon de modéliser ces différents contacts va dépendre de la géométrie des deux corps en contact ainsi que de leurs mouvements relatifs. Dans cette section nous allons détailler les quatre types de contact modélisés pour ce mécanisme : le contact entre deux points, entre deux cercles, entre un cercle et une droite et enfin un contact hybride combinant le contact cercle-cercle et le contact cercle-droite. Les 13 contacts différents modélisés sont visible sur la Figure 2.14 et leur type sur le Tableau 2.7

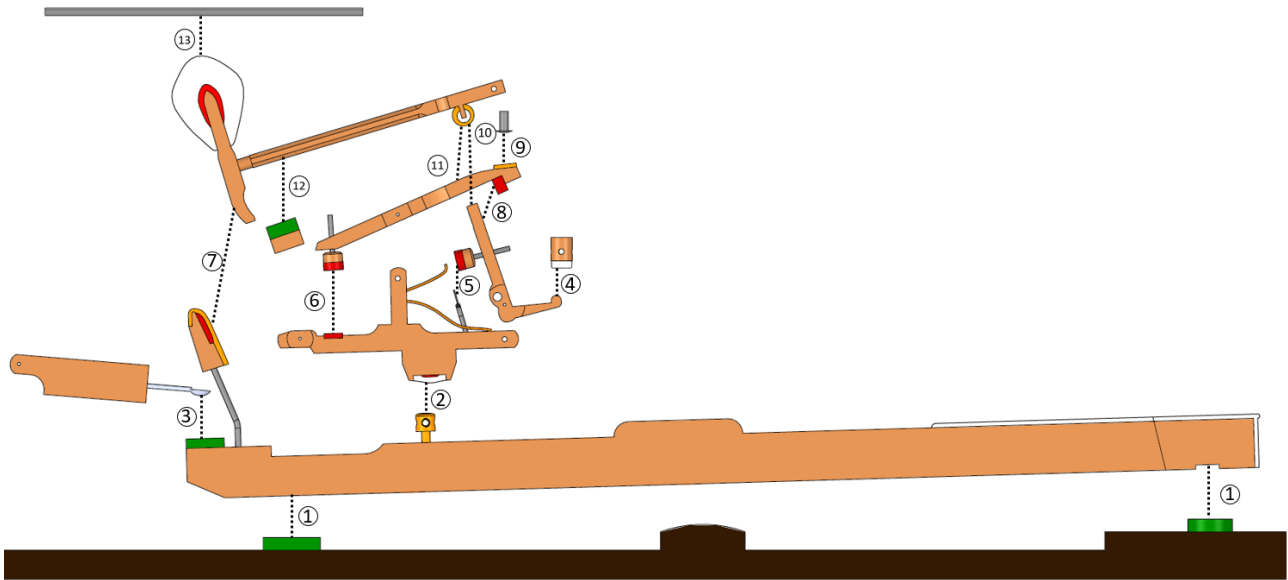


FIGURE 2.14 – Contacts du entre les corps du modèle

No.	Pièces en contact	Type de contact
1	Touche - Bâti (droit et gauche )	Ponctuel
2	Pilote de touche - Chevalet	Cercle-cercle
3	Étouffoir - Touche	Ponctuel
4	Bâton d'échappement - Bouton d'échappement	Cercle-droite
5	Chevalet - Bâton d'échappement	Ponctuel
6	Chevalet - Levier de répétition	Ponctuel
7	Marteau - Attrape	Cercle-droite
8	Levier de répétition - Bâton d'échappement	Ponctuel
9	Levier de répétition - Vis de chute	Ponctuel
10	Bâton d'échappement - Marteau	Hybride
11	Marteau - Levier de répétition	Cercle-droite
12	Marteau - Butée du marteau	Ponctuel
13	Marteau - Corde	Cercle-droite

TABLE 2.7 – Type de contact entre les corps du modèle

La méthode de modélisation des géométries de contacts présentée ici est fortement inspirée des travaux de B. Baukiau et F. Leroy dans [3] et [12]. Les grands principes, notations et certaines figures en sont reprises afin d'en faciliter la compréhension.

## Notations et définitions

Avant toute chose, afin d'avoir une notation cohérente tout au long de ce mémoire, commençons par définir certaines grandeurs :

- $\{\hat{\mathbf{I}}\}$  le repère inertiel et  $O^I$  son origine.
- Le vecteur  $\mathbf{a}$ , décrit par ses trois composantes  $a_x$ ,  $a_y$  et  $a_z$  dans le repère  $\{\hat{\mathbf{X}}^i\}$  solide du corps  $i$  :

$$\mathbf{a} = a_x \hat{\mathbf{X}}_x^i + a_y \hat{\mathbf{X}}_y^i + a_z \hat{\mathbf{X}}_z^i \quad (2.2.1)$$

qui peut être écrit sous la forme :

$$\mathbf{a} = [\hat{\mathbf{X}}^i]^T a, \text{ avec } a \triangleq (a_x \ a_y \ a_z)^T \quad (2.2.2)$$

- $\{\hat{\mathbf{X}}^i\}$  est le repère attaché au corps  $i$ , dont l'origine est  $O_i$  et qui définit le profil du corps. Par convention, les vecteurs unitaires  $\hat{\mathbf{X}}_x$  et  $\hat{\mathbf{X}}_z$  sont dans le plan du corps. Le repère  $\{\hat{\mathbf{X}}^i\}$  associé au corps  $a$  est orienté par rapport au repère inertiel  $\{\hat{\mathbf{I}}\}$  via une matrice de rotation  $R_y^i$  tel que  $[\hat{\mathbf{X}}^i] = R_y^i [\hat{\mathbf{I}}]$

### 2.2.1 Contact cercle - droite

Comme annoncé précédemment, la géométrie du contour de certains corps est modélisée soit par une droite soit par un cercle. Le point de contact entre deux corps géométriques n'est pas fixe et nécessite d'être calculé à chaque pas de temps de la simulation. Nous allons traiter du cas d'un contact entre le corps  $a$  et le corps  $b$  dont les contours sont respectivement définis par un cercle et une droite. La Figure 2.15 illustre ce type de contact avec le contact du marteau avec la corde.

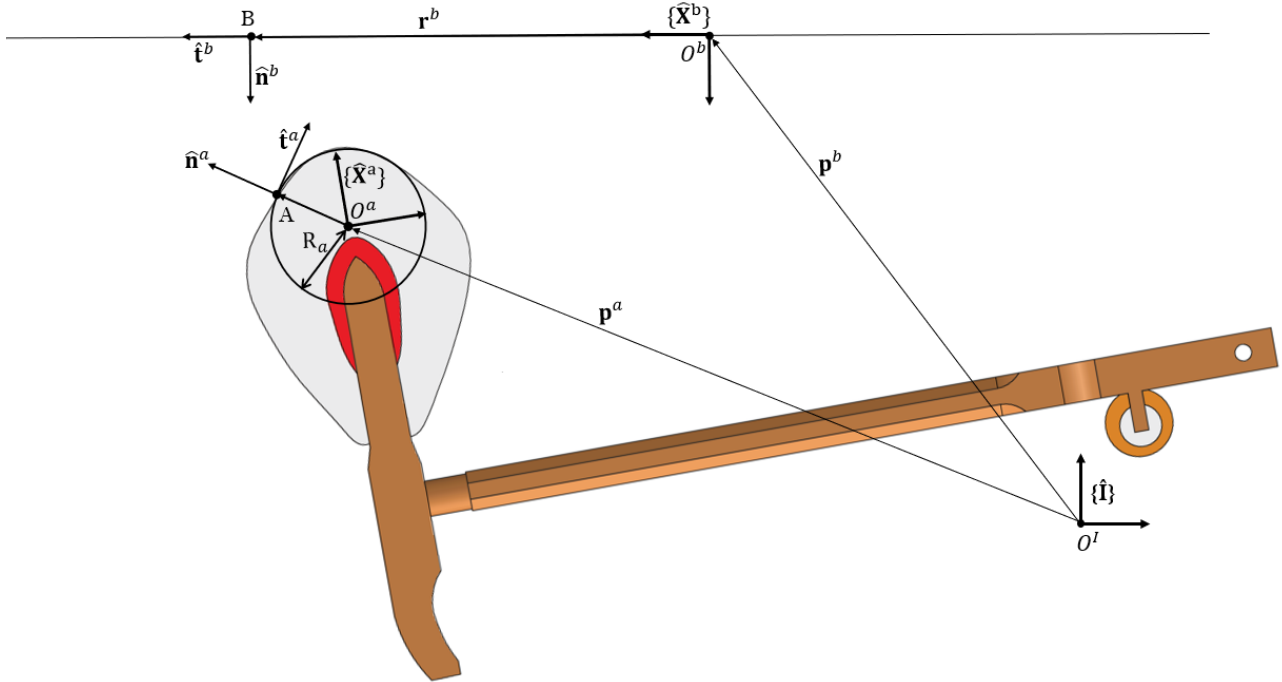


FIGURE 2.15 – Approximation de la géométrie du marteau par un cercle de rayon  $R_a$  et de la corde par une droite

Nous définissons les grandeurs suivantes (visible sur la Figure 2.15) :

- Les vecteurs positions  $\mathbf{p}^a = \overrightarrow{O^I O^a}$  et  $\mathbf{p}^b = \overrightarrow{O^I O^b}$  définissent l'origine du repère lié au corps.
- Les vecteurs position  $\mathbf{r}^a = \overrightarrow{O^a A}$  et  $\mathbf{r}^b = \overrightarrow{O^b B}$  définissent la position du point potentiel de contact (respectivement A et B) par rapport à l'origine du corps (respectivement  $O_a$  et  $O_b$ ).

$$\mathbf{r}^a = [\hat{\mathbf{X}}^a]^T r^a \quad \mathbf{r}^b = [\hat{\mathbf{X}}^b]^T r^b \quad (2.2.3)$$

- Les paramètres  $x_a$  (resp.  $x_b$ ) sont les variables qui définissent la position du point potentiel de contact du corps a (resp. b) dans l'expression de leur contour. Dans ce cas-ci, ces dernières sont exprimées comme suit :

$$r^a = \left( x_a \quad 0 \quad \sqrt{R_a^2 - x_a^2} \right)^T \quad r^b = \left( x_b \quad 0 \quad 0 \right)^T \quad (2.2.4)$$

- Les vecteurs position  $\mathbf{u}^a = \overrightarrow{O^I A}$  et  $\mathbf{u}^b = \overrightarrow{O^I B}$  définissent la position du point potentiel de contact (respectivement A et B) par rapport à l'origine du repère inertiel.

Ces grandeurs peuvent se réécrire :

$$\mathbf{p}^a = [\hat{\mathbf{I}}]^T p^a \quad \mathbf{p}^b = [\hat{\mathbf{I}}]^T p^b \quad (2.2.5)$$

$$\mathbf{r}^a = [\hat{\mathbf{X}}^a]^T r^a \quad \mathbf{r}^b = [\hat{\mathbf{X}}^b]^T r^b \quad (2.2.6)$$

$$\mathbf{u}^a = \mathbf{p}^a + \mathbf{r}^a = [\hat{\mathbf{I}}]^T p^a + [\hat{\mathbf{X}}^a]^T r^a \quad \mathbf{u}^b = \mathbf{p}^b + \mathbf{r}^b = [\hat{\mathbf{I}}]^T p^b + [\hat{\mathbf{X}}^b]^T r^b \quad (2.2.7)$$

$$\mathbf{u}^a = [\hat{\mathbf{I}}]^T \{p^a + R_y^{aT} r^a\} \quad \mathbf{u}^b = [\hat{\mathbf{I}}]^T \{p^b + R_y^{bT} r^b\} \quad (2.2.8)$$

L'expression des vecteurs tangents et normaux aux potentiels points de contact A et B peuvent s'obtenir grâce à :

$$\mathbf{t}^a = \frac{\partial \mathbf{r}^a}{\partial x_a} = [\hat{\mathbf{X}}^a]^T t^a \quad \mathbf{t}^b = \frac{\partial \mathbf{r}^b}{\partial x_b} = [\hat{\mathbf{X}}^b]^T t^b \quad (2.2.9)$$

$$\mathbf{n}^a = \mathbf{t}^a \times \hat{\mathbf{X}}_y^a = [\hat{\mathbf{X}}^a]^T n^a \quad \mathbf{n}^b = \mathbf{t}^b \times \hat{\mathbf{X}}_y^b = [\hat{\mathbf{X}}^b]^T n^b \quad (2.2.10)$$

Que l'on normalise :

$$\hat{\mathbf{t}}^a = \frac{\mathbf{t}^a}{\|\mathbf{t}^a\|} = [\hat{\mathbf{X}}^a]^T \hat{t}^a \quad \hat{\mathbf{t}}^b = \frac{\mathbf{t}^b}{\|\mathbf{t}^b\|} = [\hat{\mathbf{X}}^b]^T \hat{t}^b \quad (2.2.11)$$

$$\hat{\mathbf{n}}^a = \frac{\mathbf{n}^a}{\|\mathbf{n}^a\|} = [\hat{\mathbf{X}}^a]^T \hat{n}^a \quad \hat{\mathbf{n}}^b = \frac{\mathbf{n}^b}{\|\mathbf{n}^b\|} = [\hat{\mathbf{X}}^b]^T \hat{n}^b \quad (2.2.12)$$

## Calcul de l'enfoncement relatif

Trouver le point de contact entre le corps a et le corps b peut être fait en résolvant un système non-linéaire de deux équations à deux inconnues : les variables  $x_a$  et  $x_b$ . Celles-ci traduisent la position des points de contact A et B respectivement sur les corps a et b.

La première équation appelée "relation de tangence" impose qu'en ce point de contact, les deux surfaces des corps soient tangentes, cela peut s'écrire sous la forme :

$$h_1(x_a, x_b) \triangleq \mathbf{n}^b \cdot \mathbf{t}^a = 0 \quad (2.2.13)$$

Une fois que les deux surfaces tangentes, et par conséquent  $\mathbf{t}^a$  et  $\mathbf{t}^b$  sont alignées, la seconde équation appelée "relation d'alignement" impose que la distance entre les points projetés sur l'une des tangentes soit nulle. Ce qui se traduit par :

$$h_2(x_a, x_b) \triangleq \mathbf{t}^a \cdot (\mathbf{u}^a - \mathbf{u}^b) = 0 \quad (2.2.14)$$

Ce système est ensuite résolu par l'algorithme de Newton-Raphson :

$$x^{k+1} = x^k + J^{-1}h|_{x=x^k} \quad (2.2.15)$$

$$\begin{pmatrix} x_a \\ x_b \end{pmatrix}^{k+1} = \begin{pmatrix} x_a \\ x_b \end{pmatrix}^k + \begin{pmatrix} \frac{\partial h_1}{\partial x_a} & \frac{\partial h_1}{\partial x_b} \\ \frac{\partial h_2}{\partial x_a} & \frac{\partial h_2}{\partial x_b} \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} h_1 \\ h_2 \end{pmatrix}^k \quad (2.2.16)$$

Avec  $J$  la Jacobienne du système et  $k$  l'indice d'itération de l'algorithme. Enfin, pour vérifier s'il y a contact entre les deux corps, il suffit de calculer  $z$  la distance entre A et B projetée sur la normale aux points de contact :

$$z = \mathbf{n}^a \cdot (\mathbf{u}^a - \mathbf{u}^b) \quad (2.2.17)$$

Si  $z < 0$  alors il y a interpénétration des deux corps d'une amplitude de  $|z|$ .

## Calcul de la vitesse relative

Pour obtenir l'expression de la vitesse relative, définissons tout d'abords :

— Les vecteurs vitesses absolues  $\mathbf{v}^a$  et  $\mathbf{v}^b$  des points A et B exprimés dans le repère inertiel :

$$\mathbf{v}^a = [\hat{\mathbf{I}}]^T v^a \quad \mathbf{v}^b = [\hat{\mathbf{I}}]^T v^b \quad (2.2.18)$$

— Les vecteurs vitesses angulaires absolues  $\boldsymbol{\omega}^a$  et  $\boldsymbol{\omega}^b$  des points A et B exprimés dans le repère inertiel :

$$\boldsymbol{\omega}^a = [\hat{\mathbf{I}}]^T \omega^a \quad \boldsymbol{\omega}^b = [\hat{\mathbf{I}}]^T \omega^b \quad (2.2.19)$$

Le vecteur vitesse absolue de chaque corps peut s'exprimer en fonction des vecteurs  $\mathbf{p}^i$  et  $\mathbf{r}^i$ . La soustraction de ces vecteurs permet d'obtenir la vitesse relative entre les points A et B :

$$\mathbf{v}^a = \dot{\mathbf{p}}^a + \boldsymbol{\omega}^a \times \mathbf{r}^a \quad \mathbf{v}^b = \dot{\mathbf{p}}^b + \boldsymbol{\omega}^b \times \mathbf{r}^b \quad (2.2.20)$$

$$\mathbf{v}^a = [\hat{\mathbf{I}}]^T \{p^a + \boldsymbol{\omega}^a \times R_2^{aT} r^a\} \quad \mathbf{v}^b = [\hat{\mathbf{I}}]^T \{p^b + \boldsymbol{\omega}^b \times R_2^{bT} r^b\} \quad (2.2.21)$$

$$\mathbf{v}^{AB} = [\hat{\mathbf{I}}]^T v^{AB} = [\hat{\mathbf{I}}]^T \{v^A - v^B\} \quad (2.2.22)$$

Enfin, la projection de  $\mathbf{v}^{AB}$  sur les vecteurs tangents et normaux donne les vitesses relatives normale  $\dot{z}$  et tangentielle  $\dot{x}$

$$\dot{z} = \mathbf{v}^{AB} \cdot \hat{\mathbf{n}}^a \quad (2.2.23)$$

$$\dot{x} = \mathbf{v}^{AB} \cdot \hat{\mathbf{t}}^a \quad (2.2.24)$$

### 2.2.2 Contact cercle - cercle

Lorsque les contours entre deux corps en contact sont tous deux modélisés par un cercle, la méthodologie reste la même que celle utilisée pour le contact cercle - droite. La seule différence entre les deux est l'expression des contours. En effet, dans le cas d'un contact cercle - cercle, comme c'est le cas du contact entre le chevalet et le pilote de touche visible sur la Figure 2.16 ci-dessous, l'expression des vecteurs  $\mathbf{r}^a$  et  $\mathbf{r}^b$  est la suivante :

$$\mathbf{r}^a = [\hat{\mathbf{X}}^a]^T r^a \quad \mathbf{r}^b = [\hat{\mathbf{X}}^b]^T r^b \quad (2.2.25)$$

Avec

$$r^a = \left( x_a \quad 0 \quad \sqrt{R_a^2 - x_a^2} \right)^T \quad r^b = \left( x_b \quad 0 \quad \sqrt{R_b^2 - x_b^2} \right)^T \quad (2.2.26)$$

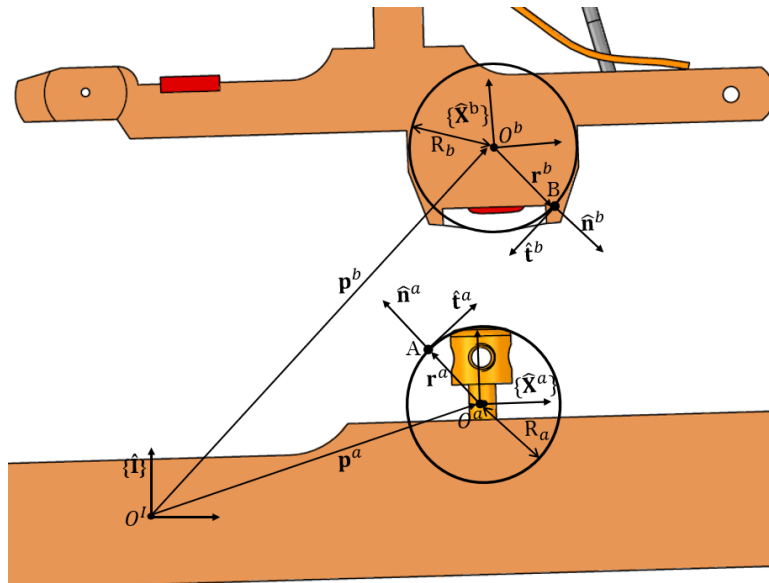


FIGURE 2.16 – Approximation de la géométrie du pilote de touche par un cercle de rayon  $R_a$  et du chevalet d'un cercle de rayon  $R_b$

### 2.2.3 Contact hybride

Le contact entre le bâton d'échappement et le rouleau du marteau (No. 11 dans le Tableau 2.7) est central dans le mécanisme, tant, au niveau de sa modélisation, que de son impact sur le fonctionnement du mécanisme. C'est grâce à ce contact que le marteau est propulsé contre la corde. De plus, la capacité du bâton d'échappement à s'échapper mais aussi à revenir se glisser sous le rouleau est primordiale pour assurer la bonne répétition de la note. C'est pourquoi sa modélisation tient compte du congé de la partie supérieure du bâton.

Différentes façons de modéliser le contact sont visibles sur les Figures ci-dessous, le rouleau du marteau (corps a) est modélisé par un cercle de rayon  $R_a$  tandis que la bâton d'échappement est modélisé en fonction de la position des centres des deux corps l'un par rapport à l'autre. Plus précisément, 3 cas de figure sont envisagés :

1. **Contact cercle - droite "horizontale"** : Le rouleau est en contact avec la partie supérieur "horizontale" du bâton d'échappement, le corps  $b_h$ , modélisé par une droite.

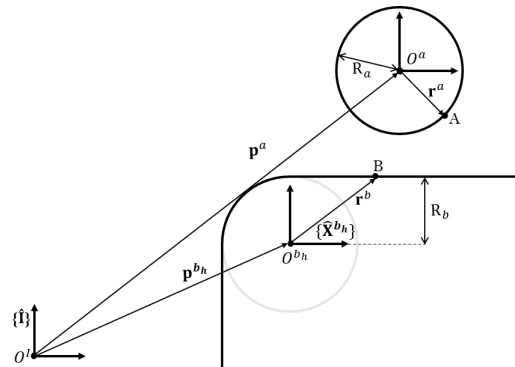


FIGURE 2.17 – Approximation de la géométrie du rouleau du marteau rayon  $R_a$  et du haut du bâton d'échappement par une droite

2. **Contact cercle - cercle** : Le rouleau est en contact avec le coin supérieur gauche du bâton d'échappement, le corps  $b_c$ , dont le contour est un cercle de rayon  $R_b$ .

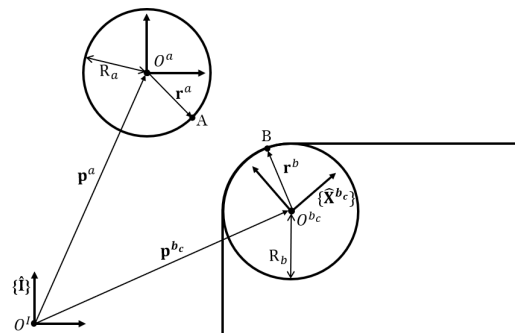


FIGURE 2.18 – Approximation de la géométrie du rouleau du marteau rayon  $R_a$  et du coin du bâton d'échappement par un cercle de rayon  $R_b$

3. **Contact cercle - droite "verticale"** : Le rouleau est en contact avec la partie "verticale" du bâton d'échappement, le corps  $b_v$ , modélisé par une droite.

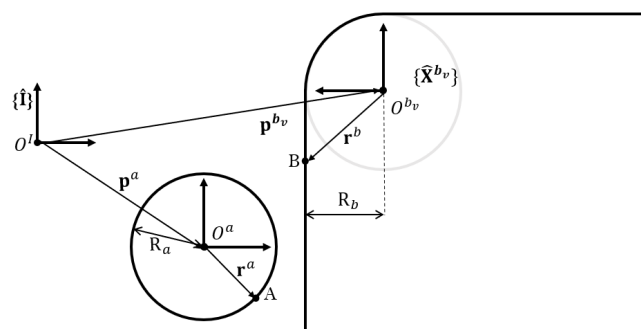


FIGURE 2.19 – Approximation de la géométrie du rouleau du marteau rayon  $R_a$  et du côté du bâton d'échappement par une droite

Cette méthode utilise ainsi 3 corps "fictifs" :  $b_h$ ,  $b_c$  et  $b_v$  dont les origines :  $O^{b_h}$ ,  $O^{b_c}$  et  $O^{b_v}$  sont confondues mais dont l'orientation des repères  $\{\hat{X}^{b_h}\}$ ,  $\{\hat{X}^{b_c}\}$  et  $\{\hat{X}^{b_v}\}$  est différente. A chaque

pas de temps de la simulation, nous vérifions avec lequel de ces corps le rouleau est en contact avant de calculer les forces d'interactions entre le rouleau et le corps en question.

Afin de savoir dans quel cas de figure nous nous trouvons, la position relative entre les origines du corps  $a$  et du corps  $b_h$  est calculée avec le corps  $b_h$  pris ici comme corps de référence.

$$\mathbf{p}^a = [\hat{\mathbf{I}}]^T p^a \quad \mathbf{p}^{b_h} = [\hat{\mathbf{I}}]^T p^{b_h} \quad (2.2.27)$$

$$\mathbf{p}^{ab_h} = \mathbf{p}^a - \mathbf{p}^{b_h} \quad (2.2.28)$$

$$\mathbf{p}^{ab_h} = [\hat{\mathbf{I}}]^T \{p^a - p^{b_h}\} \quad (2.2.29)$$

Afin d'exploiter la subdivision du plan en zones distinctes, exprimons  $\mathbf{p}^{ab_h}$  dans le repère  $\{\hat{\mathbf{X}}^{b_h}\}$ . Pour ce faire, nous définissons la matrice de rotation  $R_y^{b_h}$  tel que  $[\hat{\mathbf{X}}^{b_h}] = R_y^{b_h} [\hat{\mathbf{I}}]$  :

$$\mathbf{p}^{ab_h} = [\hat{\mathbf{X}}^{b_h}]^T R_y^{b_h} \{p^a - p^{b_h}\} = [\hat{\mathbf{X}}^{b_h}]^T \begin{pmatrix} p_x \\ 0 \\ p_z \end{pmatrix} \quad (2.2.30)$$

Une fois les composantes de  $\mathbf{p}^{ab_h}$  identifiées, celles-ci nous permettent de savoir dans quel cas de figure nous nous trouvons :

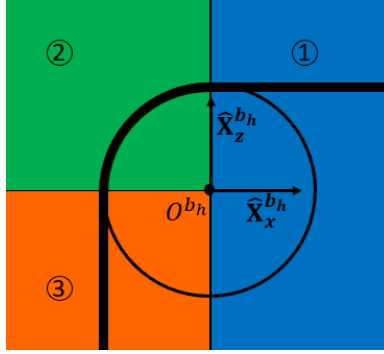


FIGURE 2.20 – Définition des trois zones de contact citées ci-après

1. **Contact cercle - droite "horizontale"** : Si  $p_x \geq 0$

Le contact se fait selon la méthode de la Section 2.2.1. Avec comme expression pour le contour du corps  $b_h$  :

$$\mathbf{r}^{b_h} = [\hat{\mathbf{X}}^{b_h}]^T r^{b_h}, \text{ avec } r^{b_h} = (x_b \ 0 \ R_b)^T \quad (2.2.31)$$

2. **Contact cercle - cercle** : Si  $p_x < 0$  et  $p_z < 0$

Le contact se fait selon la méthode de la Section 2.2.2. Avec comme expression pour le contour du corps  $b_h$  :

$$\mathbf{r}^{b_c} = [\hat{\mathbf{X}}^{b_c}]^T r^{b_c}, \text{ avec } r^{b_c} = (x_b \ 0 \ \sqrt{R_b^2 - x_b^2})^T \quad (2.2.32)$$

3. **Contact cercle - droite "verticale"** : Si  $p_x < 0$  et  $p_z > 0$

Le contact se fait selon la méthode de la Section 2.2.1. Avec comme expression pour le contour du corps  $b_h$  :

$$\mathbf{r}^{b_v} = [\hat{\mathbf{X}}^{b_v}]^T r^{b_v}, \text{ avec } r^{b_v} = (x_b \ 0 \ R_b)^T \quad (2.2.33)$$

## 2.2.4 Contact ponctuel

Certains corps en contact dans le mécanisme ont un faible déplacement tangentiel relatif. Dans ces cas là, les forces de frottements sont si faibles qu'elles peuvent être négligées. Lors du contact entre ces corps, leur point de contact est considéré fixe sur le corps en question et est défini à l'avance :  $A'$  et  $B'$  respectivement pour le corps a et b. La figure 2.21 ci-dessous, illustre le contact entre la partie droite de la touche (corps a) et le feutre du bâti (corps b).

Dans le logiciel ROBOTRAN, la modélisation de ce contact se fait à l'aide d'une force de type *action-réaction* orientée dans la direction définie par les deux points A et B. De ce fait, des erreurs dues à une mauvaise orientation de la force lorsque A et B sont très proches peuvent apparaître. C'est pourquoi les deux points de contacts sont fictivement écartés d'une distance  $Z_{extra}$  dont l'effet est annulé par après. Les points de contact physique sont donc les points  $A'$  et  $B'$  tandis que les points A et B sont les points du modèle définis par  $\mathbf{u}^a$  et  $\mathbf{u}^b$  respectivement sur les corps a et b.

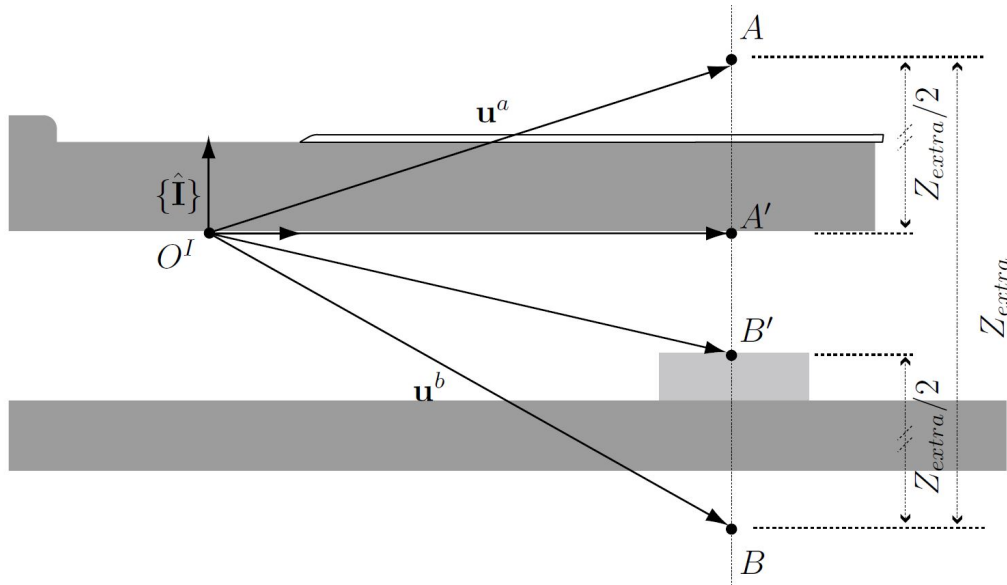


FIGURE 2.21 – Approximation de la géométrie de contact de la touche (corps a) et du feutre de la pointe d'enfoncement (corps b) par des points. Illustration tirée de [3]

Le calcul des forces s'effectue selon les étapes suivantes :

1. Calcul de la position ( $\mathbf{u}^a$  et  $\mathbf{u}^b$ ) et de la vitesse ( $\dot{\mathbf{u}}^a$  et  $\dot{\mathbf{u}}^b$ ) des deux points de contact dans le repère inertiel.
2. Calcul de la distance relative  $Z$  et de la vitesse relative  $\dot{Z}$  entre les deux points de contact.
3.
  - Si  $Z - Z_{extra} > 0$ , il n'y a pas de contact entre les deux corps, en conséquence il n'y a pas de force à calculer.
  - Si  $Z - Z_{extra} < 0$ , il y a contact et la force est calculé grâce aux lois constitutives basées sur la distance d'enfoncement  $z = Z - Z_{extra}$  et la vitesse d'enfoncement  $\dot{z} = \dot{Z}$ . La force de lien exercée par le corps b sur le corps a est donnée par :

$$\mathbf{F}_{link}^{b \rightarrow a} = f(z, \dot{z}) \frac{\mathbf{u}^a - \mathbf{u}^b}{\|\mathbf{u}^a - \mathbf{u}^b\|}$$

Et par principe d'action réaction, la force de lien exercée par le corps a sur le corps b :

$$\mathbf{F}_{link}^{a \rightarrow b} = -\mathbf{F}_{link}^{b \rightarrow a}$$

# Chapitre 3

## Identification expérimentale

Une fois toutes les géométries de contact établies, il faut caractériser les forces d'interaction. Les zones de contacts sont constituées de matériaux très différents comme différents types de feutres et de métaux mais aussi du bois et du cuir. En plus de cela, les surfaces de contact sont différentes, rendant ainsi la conception d'un modèle unique complexe. C'est pourquoi les treize contacts différents<sup>1</sup> considérés dans ce modèle ont été caractérisés individuellement sur base d'expériences réalisé sur l'appareil UMT (Universal Mechanical Tester) de la marque BRUCKER (voir disposition sur la figure 3.1)

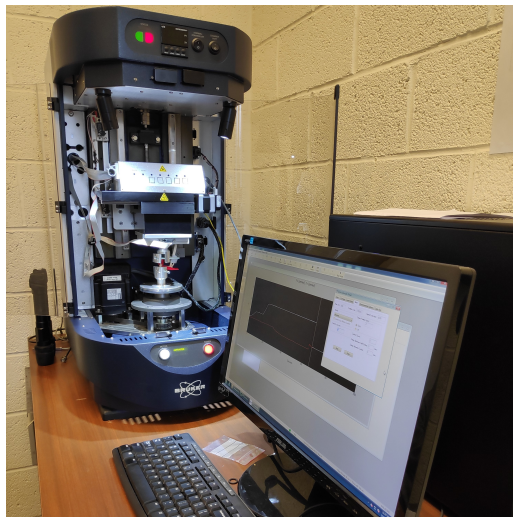


FIGURE 3.1 – Appareil UMT et son moniteur

Cette machine UMT permet de fixer dans sa partie inférieure, à l'aide d'un étau, la première pièce du contact. La deuxième pièce quant à elle, est fixée sur la partie supérieure de la machine grâce à un autre étau. Cette partie supérieure de l'UMT peut se déplacer verticalement selon  $\hat{\mathbf{I}}_z$  et latéralement selon  $\hat{\mathbf{I}}_x$ . De plus, un capteur de force permet de mesurer les forces selon  $\hat{\mathbf{I}}_z$  et  $\hat{\mathbf{I}}_x$ . La fréquence d'enregistrement des données des capteurs de position et de force est de 1 Hz et limite donc la résolution temporelle des données collectées. Enfin, deux capteurs avec des plages de valeurs mesurables différentes ont été utilisés. Le premier mesure des forces entre 1 N et 10 N, le second entre 5 N et 500 N. En fonction de l'ordre de grandeur des forces typiquement observées pour chaque contact, l'un ou l'autre capteur a été choisi. Toutes les valeurs des différents coefficients exposés dans cette section sont disponibles en Annexe.

---

1. à l'exception du contact entre la vis de chute et le cuir du levier de répétition, les valeurs de l'ancien modèle sont utilisées.

### 3.1 Forces normales

Le but de cette caractérisation des forces normales de manière expérimentale est d'améliorer l'ancien modèle de la mécanique de touche de piano proposé par B. Bokiau [3]. Nous allons tout d'abord présenter la loi de comportement utilisée par celui-ci. Ensuite les données expérimentales ainsi que les lois de comportements choisies seront présentées et comparées avec celles de l'ancien modèle.

Chacune des treize expériences de caractérisation des forces normales de contact selon les étapes suivantes :

1. Choix du capteur de force à utiliser (1-10 N ou 5-500 N) en fonction du contact.
2. Montage des pièces à l'aide des étaux (voir Figure 3.2). Les pièces sont montées le plus au centre de la machine possible et de sorte que la normale de la surface de contact entre les pièces soit la plus verticale possible. Ceci à pour but que la force normale au contact  $f_n$  soit la plus proche possible de la force verticale  $F_z$  mesurée par le capteur. Cela est vérifié grâce à la force horizontale  $F_x$  mesuré par le capteur, celle-ci doit être la plus petite possible lors de l'expérience.
3. Descente de la pièce supérieure jusqu'à ce que la force verticale mesurée par le capteur soit la force dite de contact  $f_c = 2\text{N}$ . Cette valeur, choisie arbitrairement, permet à la machine de situer la pièce.
4. Élévation de la pièce supérieure de 1 mm.
5. Descente de la pièce supérieure à vitesse constante d'une distance choisie en fonction du contact. Mesure de la force verticale  $F_z(z)$  en fonction du déplacement vertical. Lors du traitement des données, la zone utile (où la pénétration est considérée non nulle) démarre à la position la plus basse  $z_0$  tel que  $F_z(z = z_0) = 0.01$ . Cette valeur de  $F_z$  est choisie arbitrairement de manière à situer le début du contact.
6. Élévation de la pièce supérieure jusqu'à la position finale de l'étape 4.
7. Répétition de l'étape 3 pour vérifier que la pièce n'a pas bougé lors de l'expérience.

Chacune de ces expériences a été réalisée plusieurs fois et à plusieurs vitesses. Ensuite, pour chaque vitesse, une évolution moyenne des forces  $F_z(z)$  a été calculée.

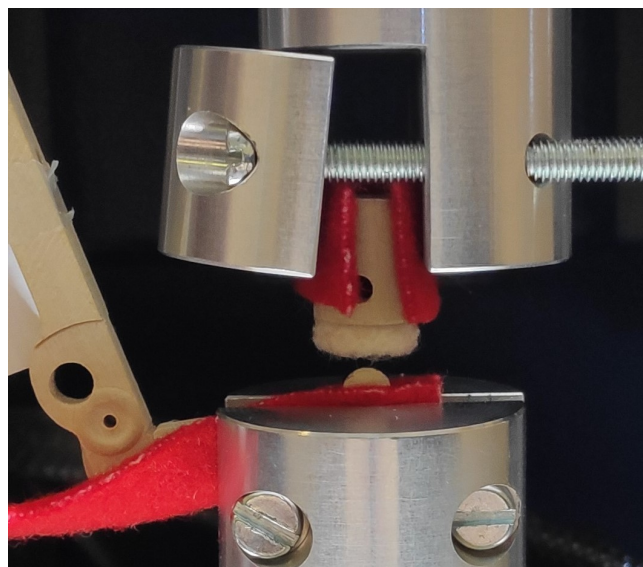


FIGURE 3.2 – Montage expérimental du contact entre le bâton d'échappement et le bouton d'échappement

### 3.1.1 Loi de comportement de l'ancien modèle

Dans l'ancien modèle de contact de Bokiau [3], le calcul de la force normale en fonction de la pénétration est basé sur la loi de comportement de Hirschhorn [13] et s'écrit :

$$f_n(z, \dot{z}) = f_{fit}(z) * (1 + D\dot{z}) \quad (3.1.1)$$

avec  $f_n$  la force normale,  $z$  la pénétration,  $\dot{z}$  la vitesse normale relative,  $D$  le facteur d'amortissement et  $f_{fit}$  le terme de raideur, de la forme :

$$f_{fit}(z) = az^3 + bz^2 + cz + d \quad (3.1.2)$$

où  $a, b, c$  sont des coefficients calculés pour chaque contact. Cette interpolation polynomiale du troisième ordre est visible sur la Figure 3.3 en pointillé (courbe "Fit"). La valeur de la force normale lors du cycle de charge et de décharge d'un feutre y est également montré.

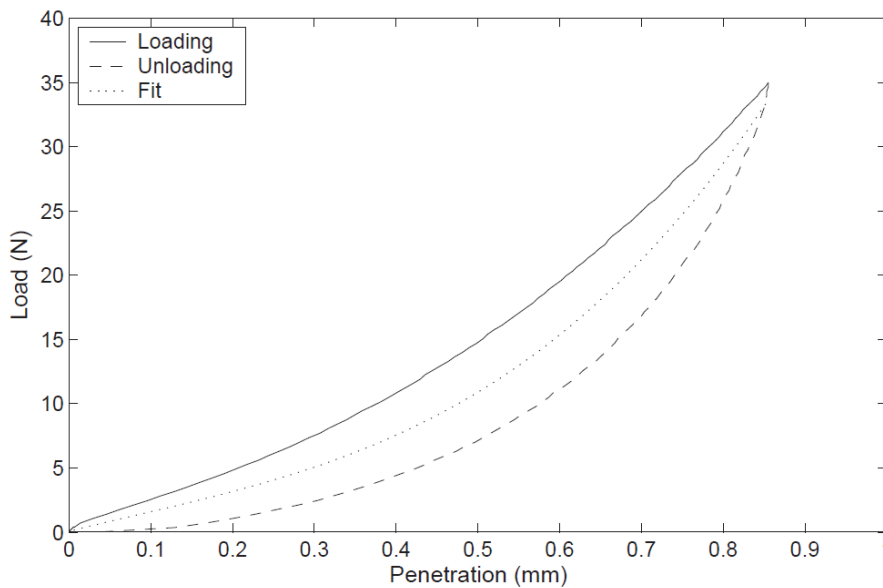


FIGURE 3.3 – Cycle de décharge d'un feutre, image tirée de Hirschhorn[14]

Dans ce modèle, le terme  $D\dot{z}$  engendre un phénomène d'hystérèse dépendant de la vitesse dans le comportement de la force. En effet, la force du modèle sera plus importante lors du chargement ( $\dot{z} > 0$ ) que lors du déchargement ( $\dot{z} < 0$ ). Cependant, ce phénomène d'hystérèse n'est pas dépendant de la vitesse selon les recherches de Stamm [15].

### 3.1.2 Loi de comportement du modèle actuel

Différentes lois de comportement ont été considérées pour caractériser les contacts. Comme pour l'ancien modèle, la loi de comportement du modèle actuel est basé sur l'équation 3.1.1 mais avec comme différence la définition de  $f_{fit}(z)$ . Dans un premier temps, un simple polynôme de degré 3 dont les différents coefficients ont été recalculé grâce aux données expérimentales récoltées. Dans un second temps, d'autres modèles ont été considérés et trois lois de comportement différentes ont finalement été retenues. En fonction du contact, la loi de comportement utilisée diffère afin de minimiser la différence par rapport au comportement expérimentale du contact. Les détails du choix de modèle pour chaque contact est exposé dans l'annexe D.1

Il est important de noter que lors des expériences, l'impact de la vitesse de pénétration sur le comportement du contact était très faible ou même pas du tout observé. Les différentes courbes présentées ci-après présentent le comportement des différentes fonctions  $f_{fit}(z)$  et non pas  $f_n(z, \dot{z})$ . Le terme d'amortissement est ensuite ajusté en fonction des expériences menées durant la validation du modèle.

### Modèle de Masoudi :

La première loi de comportement utilisée pour calculer la force normale  $f_{fit}(z)$ , en fonction de la pénétration,  $z$ , est le modèle de Masoudi [16] dont la définition est la suivante :

$$f_{fit}(z) = aze^{bz} + cz \quad (3.1.3)$$

Où  $a$ ,  $b$  et  $c$  sont des coefficients déterminés pour chaque contact. Ce modèle est utilisé pour six des treize contacts du mécanisme. En plus de cette définition, une version plus complexe existe tenant compte du caractère hystérétique des contacts comportant du feutre. Dans le but de diminuer les temps de calcul et comme ce phénomène n'a pas pu être observé lors des expériences réalisées, nous ne l'avons pas considéré.

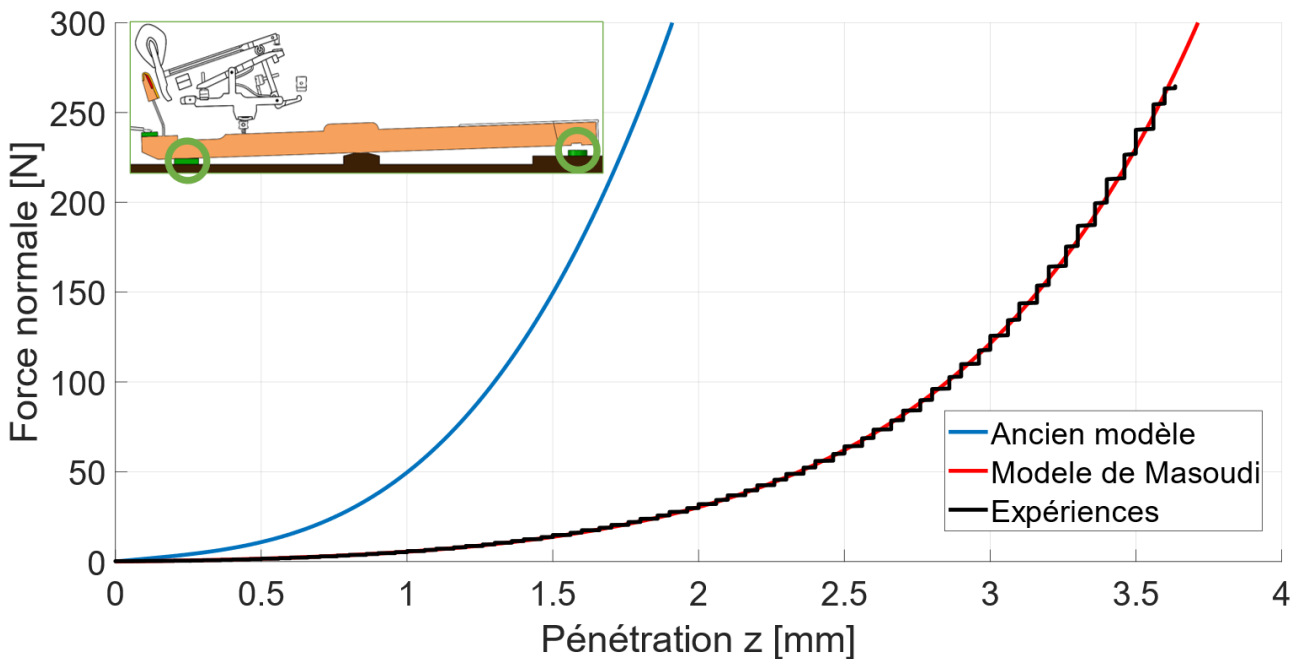


FIGURE 3.4 – Force de contact entre la touche et le feutre de droite du bâti

Sur la FIGURE 3.4 ci-dessus, nous pouvons observer les données expérimentales du contact entre la touche et le feutre de droite du bâti<sup>2</sup> superposées avec le modèle de Masoudi ainsi que le polynôme de degré 3 utilisé dans l'ancien modèle de B.Bokiau [3]. Un décalage horizontal entre l'ancien et le nouveau modèle y est visible. Celui-ci peut s'expliquer par le phénomène de tassement du feutre qui survient lors de sa compression, source du comportement non-linéaire du feutre [14]. Dans ce contact-ci, ce phénomène est particulièrement important.

2. Le contact entre la touche et le feutre de gauche du bâti est considéré identique à celui-ci

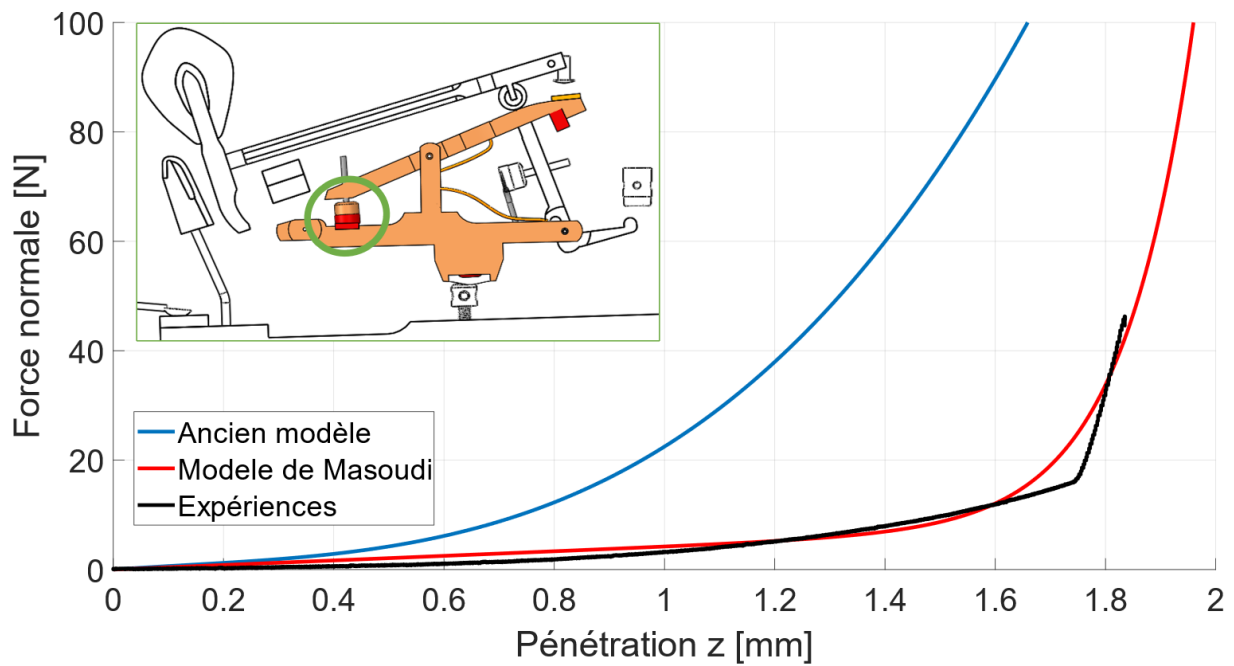


FIGURE 3.5 – Force de contact entre la butée du levier de répétition et le chevalet

La Figure 3.5 montre le contact entre la butée du levier de répétition et le chevalet où se phénomène est également visible. Il est encore plus présent ici car les deux surfaces de contact sont constituées de feutre. Le tassement des feutres se fait jusqu'à une pénétration de 1.7 mm où la raideur du contact augmente brusquement.

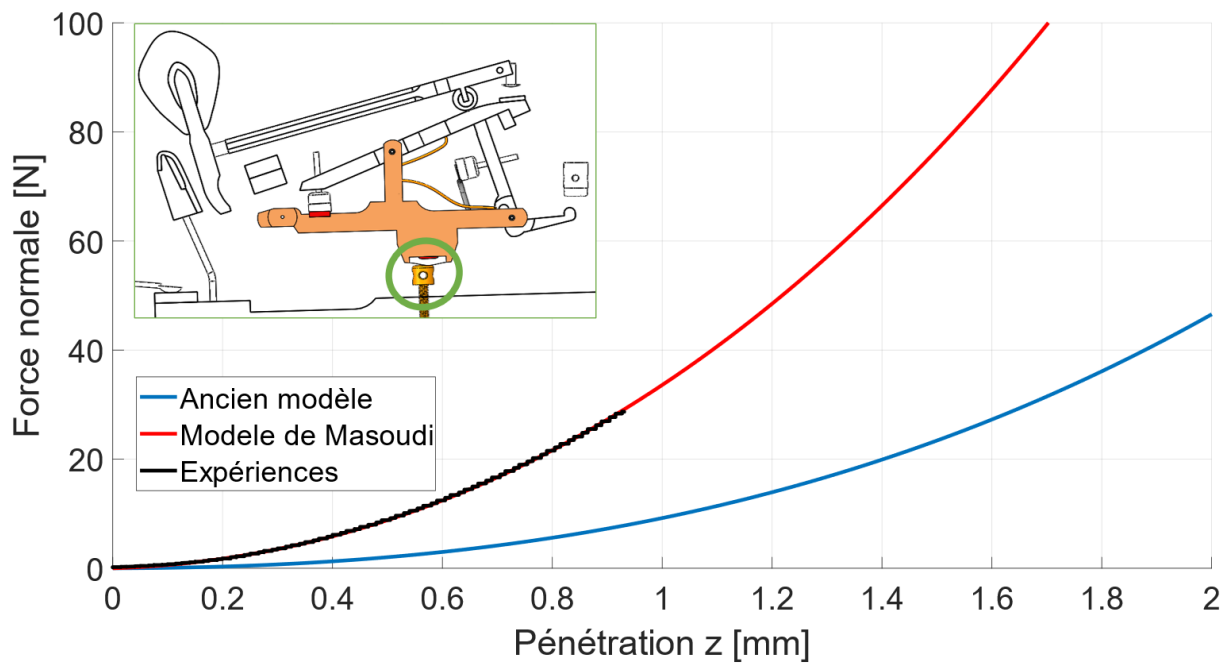


FIGURE 3.6 – Force de contact entre le pilote de touche et le chevalet

La Figure 3.6 montre le contact entre le pilote de touche et le chevalet, un des contacts dont la raideur est plus importante par rapport à celle de l'ancien modèle. De plus, la différence entre l'ancien et le modèle actuel est moins importantes.

### Polynôme de degré 4 :

Le second modèle utilisé pour cinq des treize contacts du mécanisme est un polynôme de degré 4 dont les coefficients  $a$ ,  $b$ ,  $c$  et  $d$  sont déterminés pour chaque contact :

$$f_{fit}(z) = az^4 + bz^3 + cz^2 + dz \quad (3.1.4)$$

La différence de raideur entre l'ancien et le nouveau modèle est la plus importante pour les contacts caractérisés par ce type de modèle. En plus, à cause du phénomène d'hystérèse décrit précédemment, les valeurs des forces normales semblent encore plus élevées. En conséquence, les pénétrations considérées dans l'ancien modèle sont bien plus petites que celle du modèle actuel.

Notons que les pénétrations réalisées dans les expériences ont été choisies sur base de l'ordre de grandeur des forces enregistrées lors des simulations d'actionnement de l'ancien modèle. Ainsi, nous avons fait pénétrer les pièces de sorte que la force normale enregistrée soit du même ordre de grandeur que celle résultant de ces simulations. C'est pour cela que les pénétrations expérimentées ne sont pas les mêmes pour les différents contacts.

A noter que les forces exercées ont pour certains montages dues être réduites pour éviter d'endommager les pièces.

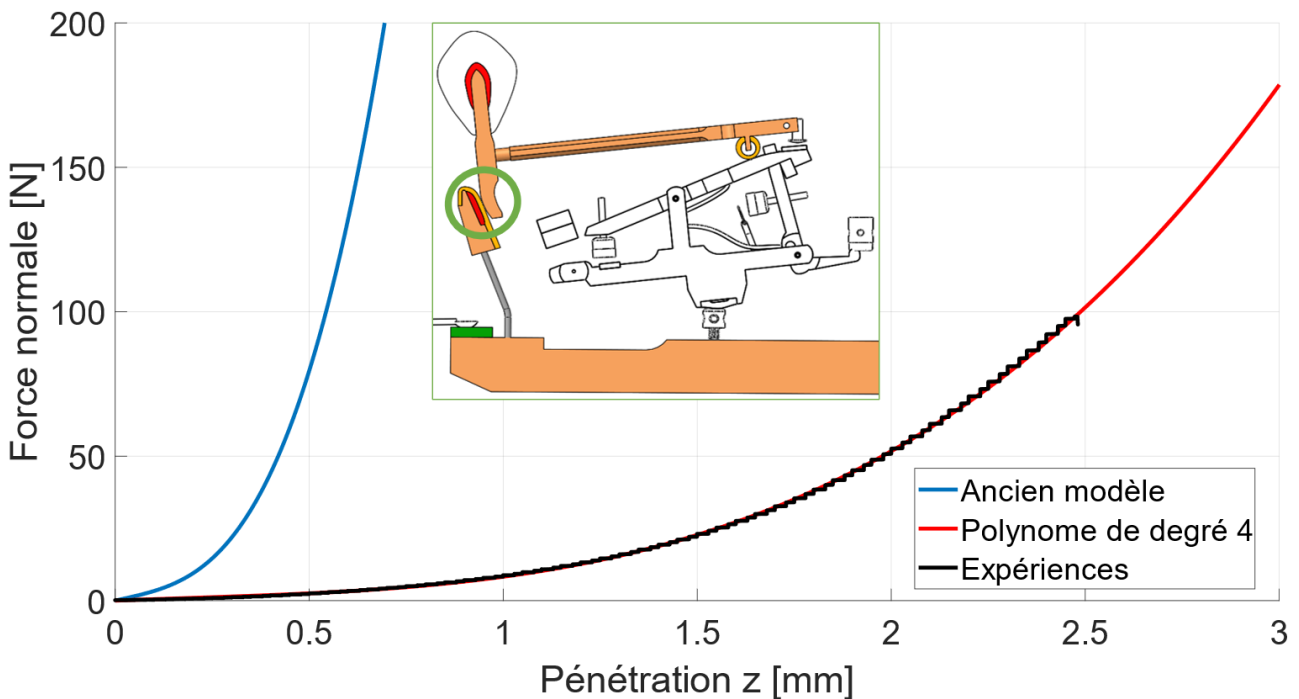


FIGURE 3.7 – Contact entre la tête du marteau et l'attrape

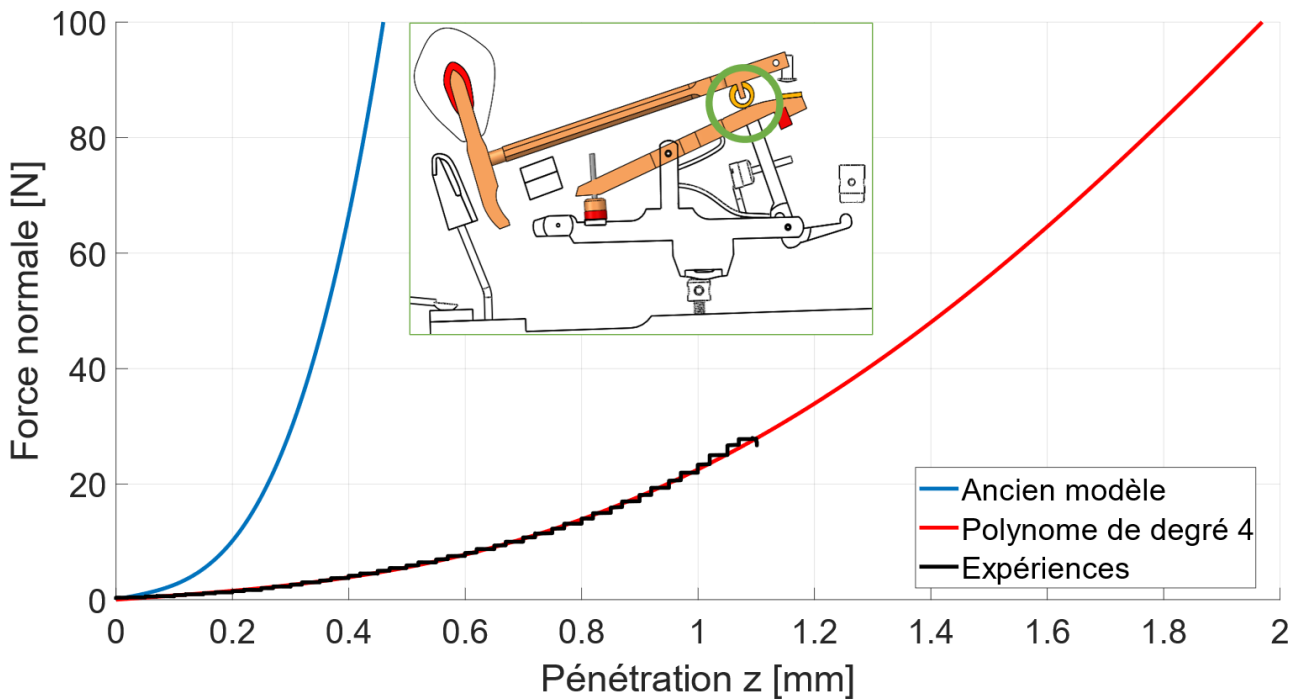


FIGURE 3.8 – Contact entre le rouleau du marteau et le levier de répétition

### Polynôme de degré 3 :

Le troisième et dernier modèle est un polynôme de degré 3 utilisé pour deux des treize contacts du mécanisme. Comme pour les autres modèles, les coefficients  $a, b$  et  $c$  sont déterminés pour chaque contact.

$$f_{fit}(z) = az^3 + bz^2 + cz \quad (3.1.5)$$

Bien qu'un polynôme de degré 4 aurait permis d'être plus proche des données expérimentales, c'est ici un polynôme de degré 3 qui est utilisé. En effet celui de degré 4 colle très bien au donnée mais lorsque le comportement du contact est extrapolé pour des pénétrations supérieures à 0.5 mm, la force obtenue baisse jusqu'à devenir négative. C'est donc pour avoir une courbe monotone croissance positive qu'un polynôme de degré 3 a été choisi pour décrire l'évolution de la force de contact.

A cause de la flexibilité de la cuillère de l'étouffoir, le contact entre l'étouffoir et le feutre de la touche a été caractérisé selon la raideur du contact entre sa butée inférieure et un feutre vert similaire à celui de la touche. Dans l'ancien modèle, ce contact est modélisé par un ressort linéaire dont la pente (100 N/m) est bien inférieure à la raideur mesurée ici. En conséquence le terme de raideur (visible sur la Figure D.5) de ce contact n'est peut-être pas représentatif de la réalité. Cependant, l'étouffoir n'est pas un élément central du modèle et sa caractérisation actuelle peut être suffisante.

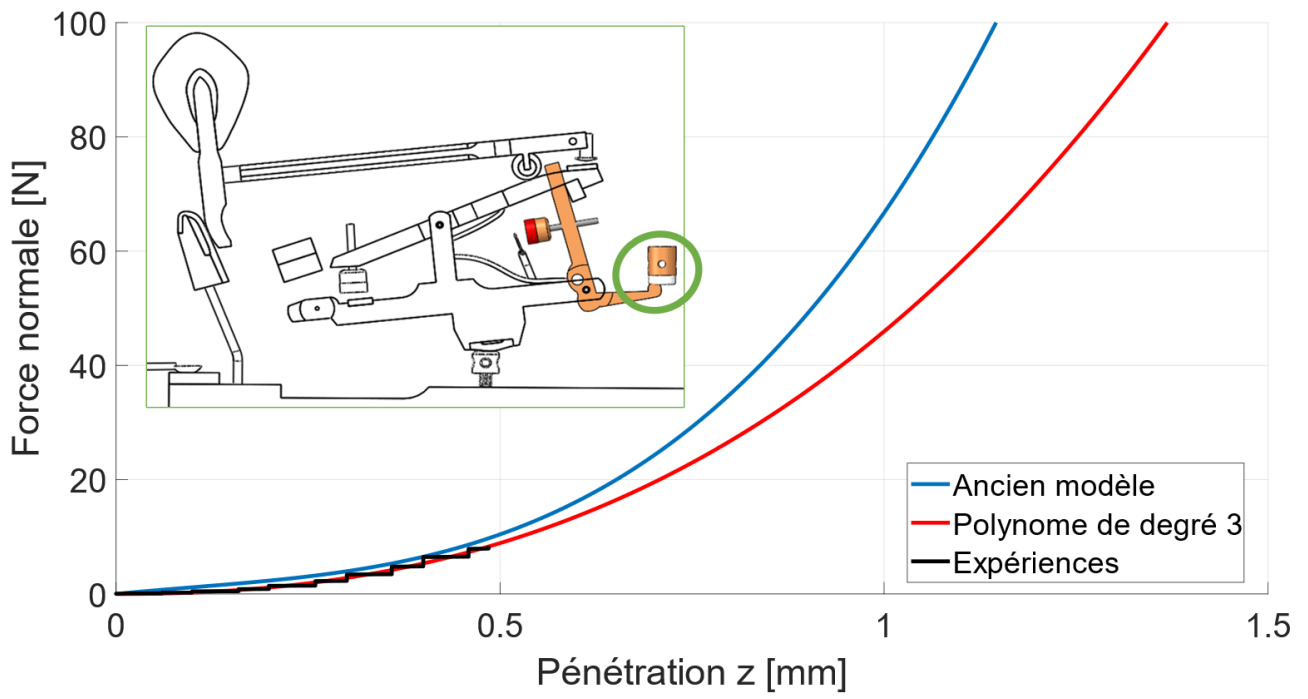


FIGURE 3.9 – Contact entre le bâton et le bouton d'échappement

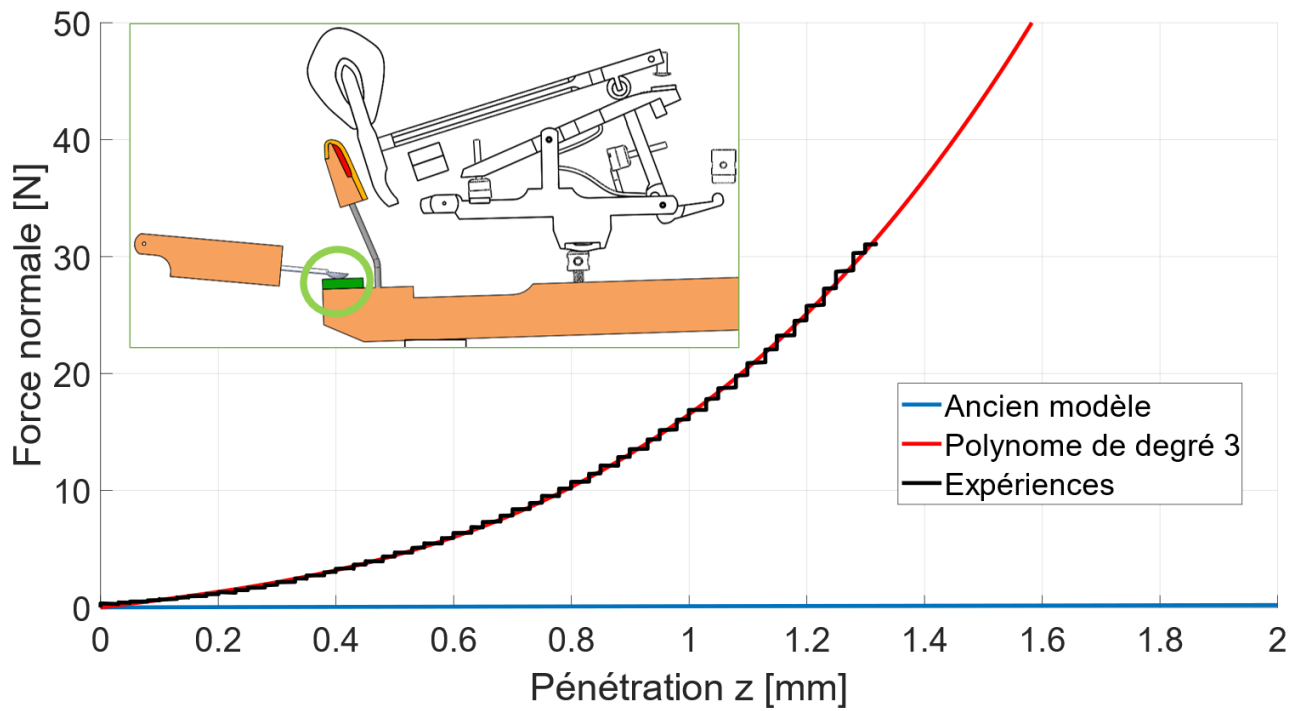


FIGURE 3.10 – Contact entre l'étouffoir et le feutre de la touche

## 3.2 Forces tangentielles

### 3.2.1 Modèle de frottement

L'interaction entre deux corps en contact n'est pas uniquement caractérisée par la force normale au point de contact. Les forces de frottement sont également un élément important de la mécanique de piano. Cependant, le frottement n'a pas été modélisé pour chacun des treize contacts de ce modèle. Pour la majorité des contacts du mécanisme, les forces tangentielles sont considérées négligeables et donc les forces de frottements ne sont prises en compte lorsque le déplacement tangentiel relatif entre les deux corps en contact est très faible. Ces forces n'ont été mesurées et modélisées que pour cinq des treize contacts (voir Figure 3.12), la caractérisation de ces contacts sera présentée par la suite.

Le modèle de frottement de Coulomb est utilisé ici pour caractériser ces forces tangentielles. Selon ce modèle, la force de frottement tangentielle  $f_t$  augmente jusqu'à la valeur limite de  $\mu_s f_n$  définie en fonction du contact. Tant que cette valeur limite n'est pas atteinte, il n'y a pas de glissement entre les deux corps, c'est à dire :  $\dot{x}$  la vitesse tangentielle relative entre les deux corps est nulle. La force de force frottement est alors appelée force de frottement sec.

$$|f_t| \leq \mu_s |f_n| \Rightarrow \dot{x} = 0 \quad (3.2.1)$$

Avec  $\mu_s$  le coefficient de frottement statique du contact (dépendant des matériaux des deux corps). Lorsque la force tangentielle dépasse cette valeur, il y a glissement entre les corps et la force frottement devient une force de frottement cinétique dont la valeur est régie par la relation suivante :

$$|f_t| = \mu_c |f_n|, \text{ avec } \mu_c < \mu_s \quad (3.2.2)$$

Où  $\mu_c$  est le coefficient de frottement cinétique également dépendant du contact. Lorsque qu'il y a glissement, la valeur de la force tangentielle ne dépend pas de la vitesse tangentielle relative  $\dot{x}$ . Cependant, un tel comportement discontinu pose problème lors de son intégration numérique. C'est pourquoi, afin d'approcher le comportement d'un tel modèle de frottement et ce sans discontinuités, le profil lissé du coefficient de frottement  $\mu$  de Hirschkorn [13] est utilisé :

$$\mu(\dot{x}) = A \left( \tanh \left( \frac{\dot{x}}{v_s} \right) + \frac{B_1 \frac{\dot{x}}{v_s}}{1 + B_2 \left( \frac{\dot{x}}{v_s} \right)^4} \right) \quad (3.2.3)$$

Avec  $\mu$  le coefficient de frottement,  $\dot{x}$  la vitesse tangentielle relative,  $A$  le coefficient de frottement cinétique,  $B_1$  et  $B_2$  des coefficients déterminés pour chaque contact de sorte que  $\mu$  soit maximum lorsque  $\dot{x} \simeq v_s$  la vitesse seuil. Un exemple d'évolution d'un tel profil normalisé par rapport au coefficient de frottement statique est visible sur la Figure 3.11.

Un tel profil permet de tenir compte du frottement statique, lorsque  $\dot{x} < v_s$ , où  $v_s$  est la vitesse seuil, de l'ordre de 0,01 mm/s, à partir de laquelle nous considérons qu'il y a glissement. Lorsque qu'il y a glissement,  $\dot{x} > v_s$ , le coefficient de frottement tend rapidement vers la valeur du coefficient de frottement cinétique  $\mu_c = A$ .

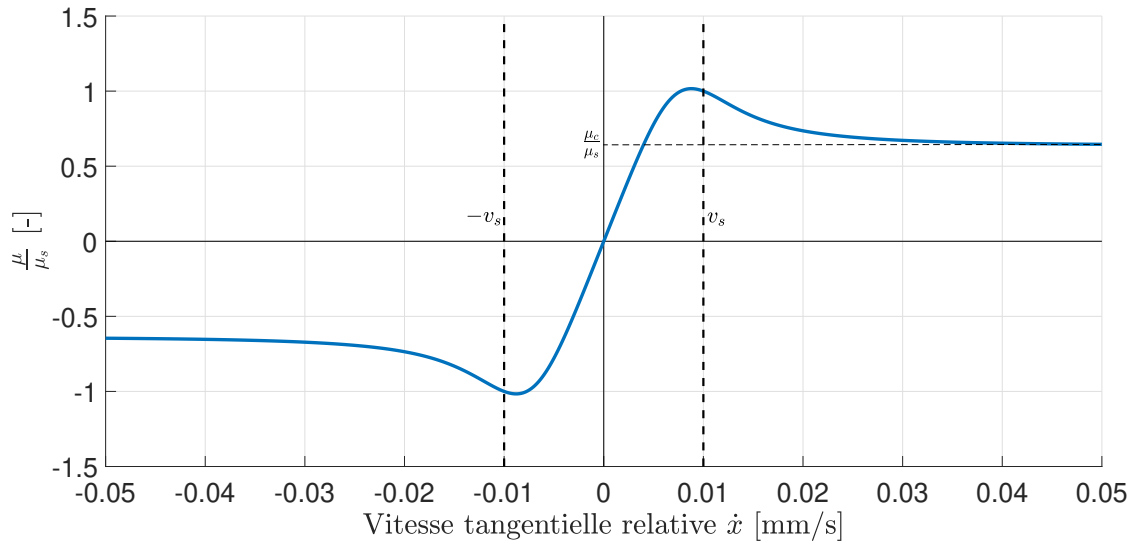


FIGURE 3.11 – Profil du coefficient de frottement  $\mu$  normalisé par rapport au coefficient de frottement statique  $\mu_s$  en fonction de la vitesse tangentielle relative  $\dot{x}$ . Ce profil est celui du contact entre le marteau et l'attrape obtenu expérimentalement

### 3.2.2 Expériences

Comme décrit précédemment, les forces de frottement ont été prises en compte pour cinq des treize différents contacts du modèle. Ces contacts sont visible sur la Figure 3.12 et chacun d'entre eux ont été caractérisés à l'aide de la machine UMT.

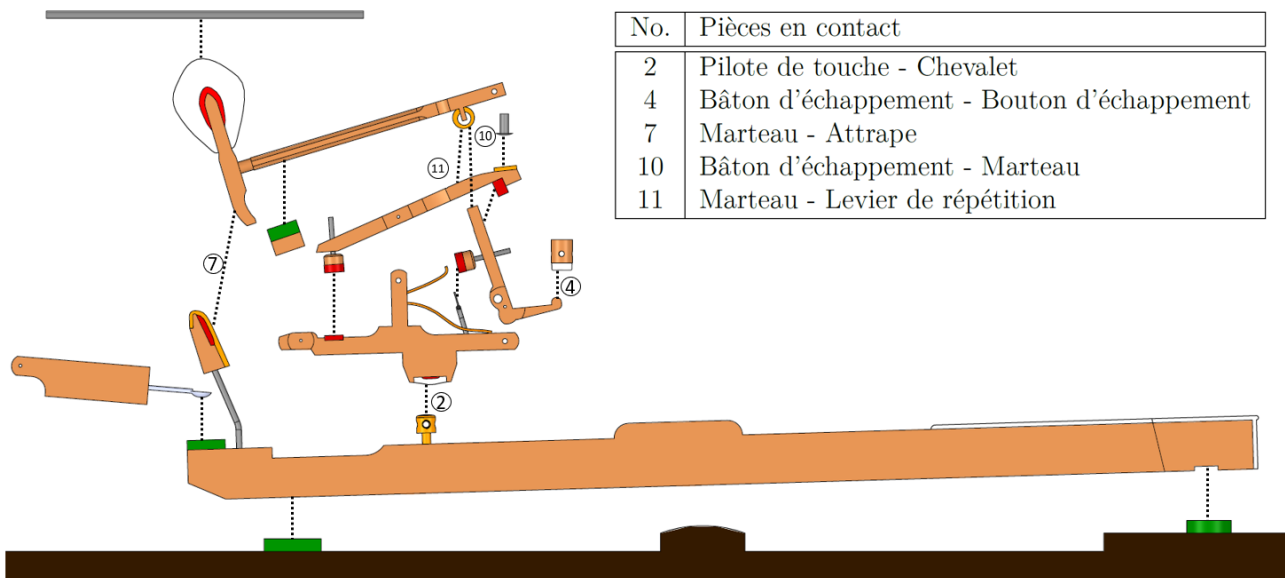


FIGURE 3.12 – Contacts pour lesquels la force tangentielle est prise en compte

Sur la Figure 3.13, est visible le montage servant à caractériser le contact entre la partie inférieure du marteau et l'attrape. Un montage similaire a été réalisé pour chacun des cinq contacts.

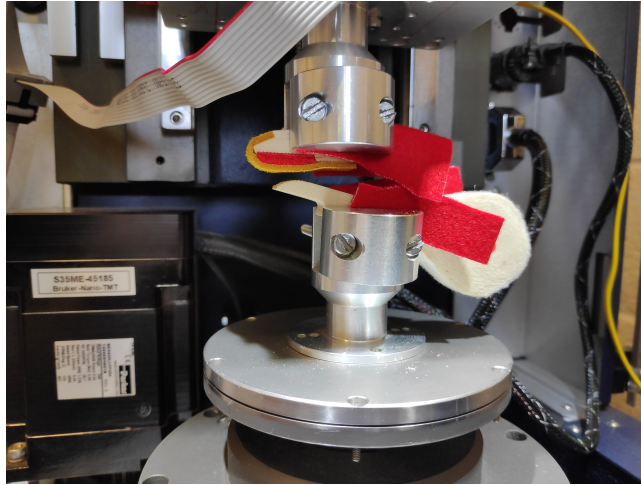


FIGURE 3.13 – Montage du marteau et de l'attrape dans la machine UMT

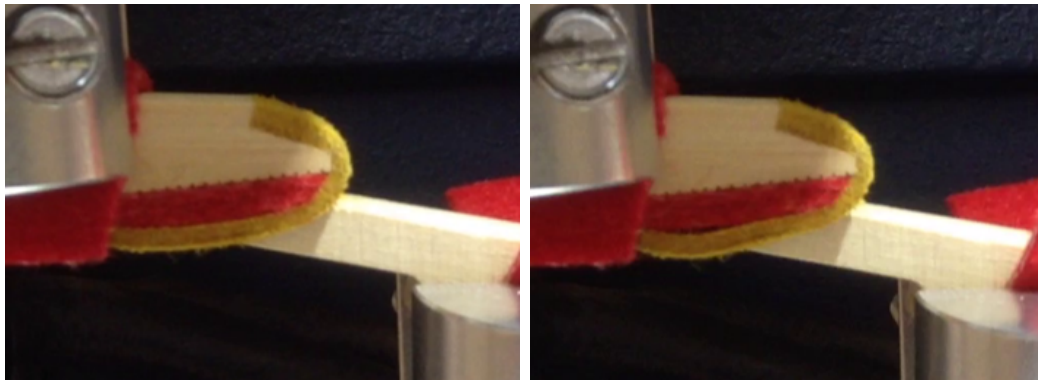
Chacune des expériences s'est déroulée de la manière suivante :

1. Choix du capteur de force à utiliser (1-10 N ou 5-500 N) en fonction du contact.
2. Montage des pièces à l'aide des étaux. Les pièces sont montées le plus au centre de la machine possible et de sorte que la normale de la surface de contact entre les pièces soit la plus verticale possible. Ceci a pour but que la force normale au contact  $f_n$  soit la plus proche possible de la force verticale  $F_z$  mesurée par le capteur.
3. Descente de la pièce supérieure jusqu'à ce que la force verticale mesurée par le capteur soit la force désirée  $f_n$  (dépendante du contact).
4. Déplacement horizontal à vitesse constante de la pièce supérieure tout en maintenant la force  $F_z(x)$  la plus constante possible, mesure de la force horizontale  $F_x(x)$  durant tout le déplacement.
5. Calcul du coefficient de frottement  $\mu(x) = \frac{F_z(x)}{F_x(x)}$

Chacune de ces expériences a été réalisée plusieurs fois et à plusieurs vitesses. Ensuite, pour chaque vitesse, l'évolution du coefficient de frottement a été moyennée. C'est sur base de ces valeurs que l'expression du coefficient de frottement a été déterminée.

Avant d'entrer dans les détails des contacts, il est important d'insister sur deux choses :

- Lors des expériences, le coefficient de frottement est calculé en divisant la force horizontale par la force verticale. C'est donc une image de l'évolution de la force horizontale que nous observons (puisque la force normale est constante). La nuance est importante car si la force verticale appliquée par la machine n'est pas parfaitement normale au contact, une force horizontale sera observée. Cette force n'est pas due au frottement et explique certains résultats présentés plus loin dans cette section.
- Lors de l'expérience, bien que la position des pièces soient connues et donc leur vitesse relative également, à cause de la flexibilité des matériaux au contact, la vitesse relative des points matériels de contact n'est pas parfaitement connue. Cette différence est particulièrement flagrante lors de l'expérimentation sur le contact entre le marteau et l'attrape où la déformation du cuir de l'attrape est notable lors du déplacement des pièces (voir Figure 3.14)



(a) Position de départ de l'expérience, avec  $F_z = 16$  N et  $x = 0$       (b) Déformation du cuir peu après le début de l'expérience

FIGURE 3.14 – Déformation du cuir sous l'effet de la force de frottement statique

### Contact entre le marteau et l'attrape

Le frottement entre l'attrape et le marteau est primordial pour empêcher le marteau de frapper la corde plusieurs fois lors d'une pression de touche. Sur la Figure 3.13 sont visibles le marteau et l'attrape, tous les deux en bois. L'attrape est également composée d'une couche de feutre rouge et d'une couche de cuir à l'endroit du contact avec le marteau.

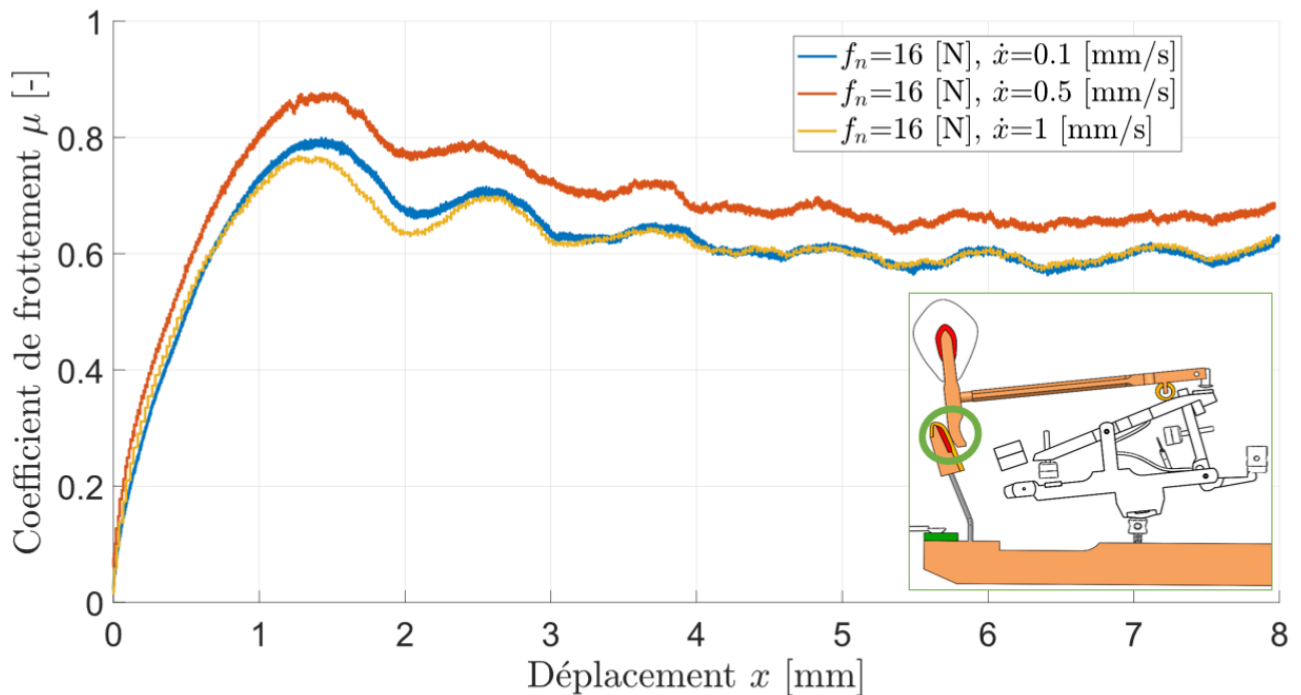


FIGURE 3.15 – Évolutions (moyenne de tous les essais à même vitesse) du coefficient de frottement entre le marteau et l'attrape en fonction du déplacement à trois vitesses différentes

La Figure 3.15 montre que le coefficient de frottement évolue en fonction du déplacement et en comparant ces résultats avec le modèle de frottement de la Figure 3.11, certaines similarités peuvent être notées.

Dans un premier temps la force de frottement augmente et ce jusqu'à une valeur seuil, ceci peut s'expliquer par le fait que la vitesse relative des points matériels de contact est quasi nulle à cause de la flexibilité des matériaux.

Ensuite, la force tangentielle atteint sa valeur maximale, une fois cette valeur atteinte, il y a glissement entre les deux corps et la force tangentielle devient une force de frottement cinétique où la valeur du coefficient de frottement baisse rapidement et se stabilise. Dans le cas du contact illustré ici, les oscillations du coefficient de frottement dans la zone de frottement cinétique s'expliquent par la présence de petites rainures sur la partie inférieure du marteau.

Pour rappel, le profil du coefficient de frottement utilisé ici est déterminé pour chaque contact et prend la forme :

$$\mu(\dot{x}) = A \left( \tanh \left( \frac{\dot{x}}{v_s} \right) + \frac{B_1 \frac{\dot{x}}{v_s}}{1 + B_2 \left( \frac{\dot{x}}{v_s} \right)^4} \right) \quad (3.2.4)$$

Avec  $\mu_s$  le coefficient de frottement statique est considéré comme la valeur maximale de  $\mu$  (0.876 pour le contact entre le marteau et l'attrape).  $A$  le coefficient de frottement cinétique est égal à :

$$A = \frac{\sum_i^n \bar{\mu}_i}{n}$$

Avec  $n$  le nombre de vitesses différentes testées,  $\bar{\mu}_i$  la moyenne des valeurs de  $\mu$  mesurées durant la dernière seconde de l'expérience à vitesse  $\dot{x}_i$  (car la valeur mesurée y était la plus constante). Le paramètre  $B_2$  est posé arbitrairement à 1 pour tous les contacts et  $B_1$  est calibré de sorte que le frottement soit maximal en la vitesse tangentielle relative seuil  $\mu(\dot{x} = v_s) = \mu_s$ . Le profil du coefficient de frottement du contact entre le marteau et l'attrape est visible en bleu sur la Figure 3.16 ci-dessous, tandis que son profil dans l'ancien modèle de B. Bokiau [3] y est visible en orange. De plus, les valeurs expérimentales sont visibles en rouge ( $\dot{x}_i, \bar{\mu}_i$ ).

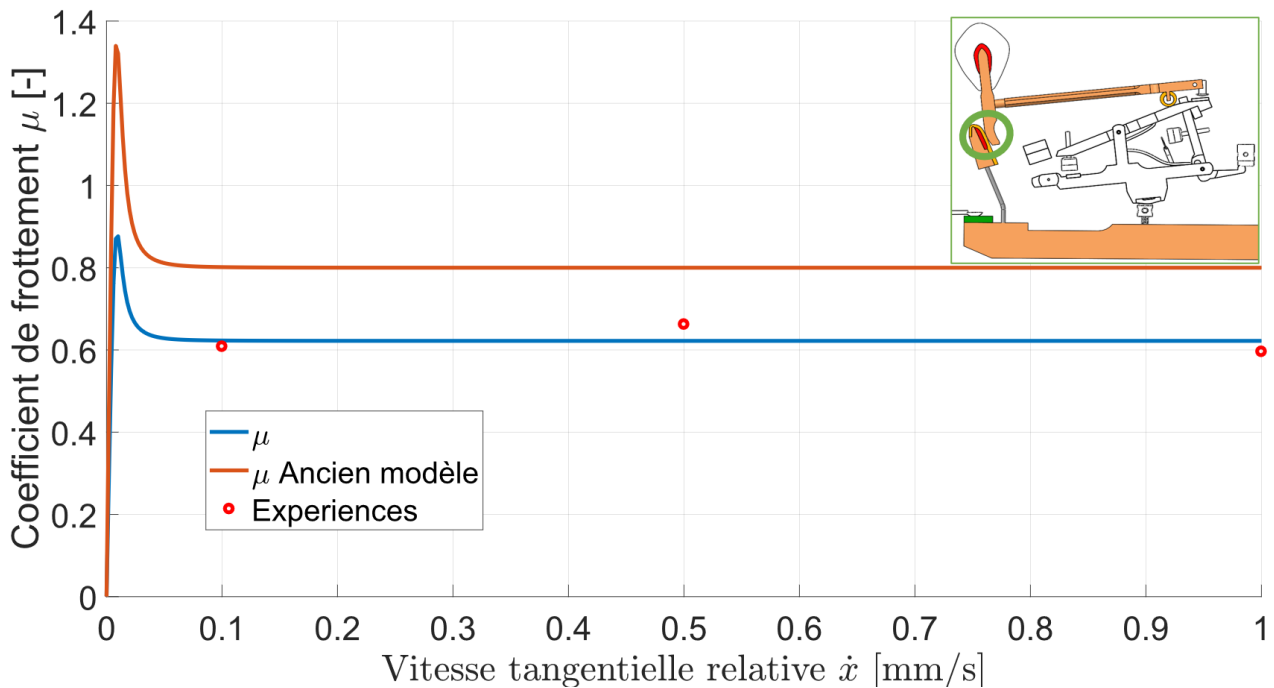


FIGURE 3.16 – Comparaison entre le profil actuel du coefficient de frottements  $\mu$  et celui de l'ancien modèle ainsi que des données expérimentales (pour contact entre le marteau et l'attrape)

## Contact entre le marteau et le levier de répétition

A présent, observons le contact entre le rouleau du marteau et le bord supérieur du levier de répétition sur la Figure 3.18. D'une part, nous avons le rouleau du marteau composé de feutre blanc (celui-ci est plus rigide que les feutres rouge du mécanisme) et entouré d'une couche de cuir. D'autre part, nous avons le bord supérieur du levier de répétition en bois mais dont la zone de contact est recouverte de Téflon. De plus, une petite rainure est présente son bord supérieur (visible sur la Figure 3.17). D'ailleurs, l'influence de celle-ci sur le frottement peut être observé aux alentours de 3.5 mm sur la Figure 3.18. Cette rainure est la cause de la hausse du frottement à cet endroit et sert vraisemblablement au réglage de la mécanique au repos (nous n'avons toutefois aucune certitude à ce sujet).

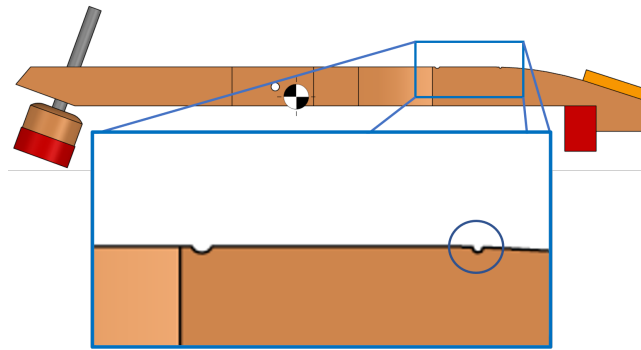


FIGURE 3.17 – Rainure sur le bord supérieur du levier de répétition

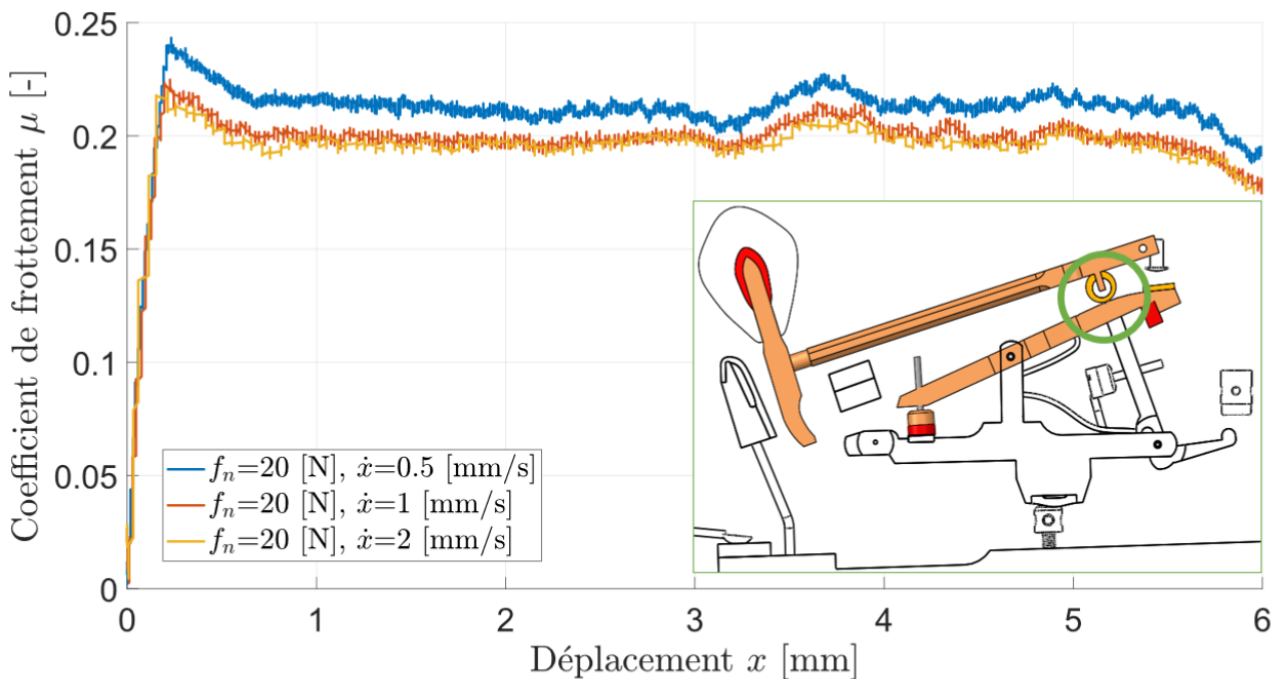


FIGURE 3.18 – Évolutions moyennes du coefficient de frottement entre le marteau et le levier de répétition en fonction du déplacement à trois vitesses différentes

Comme pour le contact précédent, nous observons une augmentation des forces de frottements en début d'expérience du au frottement statique. Une fois la valeur seuil atteinte, le frottement devient cinétique et converge autour de la valeur 0.2. Toutefois, la différence entre le frottement

statique et cinétique se fait beaucoup moins ressentir que dans le contact entre le marteau et l'attrape. Le faible frottement entre le rouleau du marteau et le levier de répétition s'explique par le besoin de glissement entre les deux corps. En effet, le rôle du levier de répétition est avant tout de soulever le marteau ce qui est facilité par une réduction du frottement à cet endroit grâce au Téflon.

Étant donné le faible frottement du contact, le capteur de force travaillant dans la plage 5 à 500 N a dû être utilisé. Cependant, avec une force normale de 20 N, la valeur de la force tangentielle atteint seulement les 4N, une valeur qui sort de la plage de mesure du capteur. Une force normale plus importante n'a pas été appliquée de peur d'endommager les pièces. Étant donné la très petite surface de contact sur laquelle la force est appliquée. Ceci limite donc la précision des données mesurées.

Le profil du coefficient de frottement calibré pour ce contact est donné sur la Figure 3.19 ci-dessous, en comparaison avec l'ancien modèle et les valeurs expérimentales.

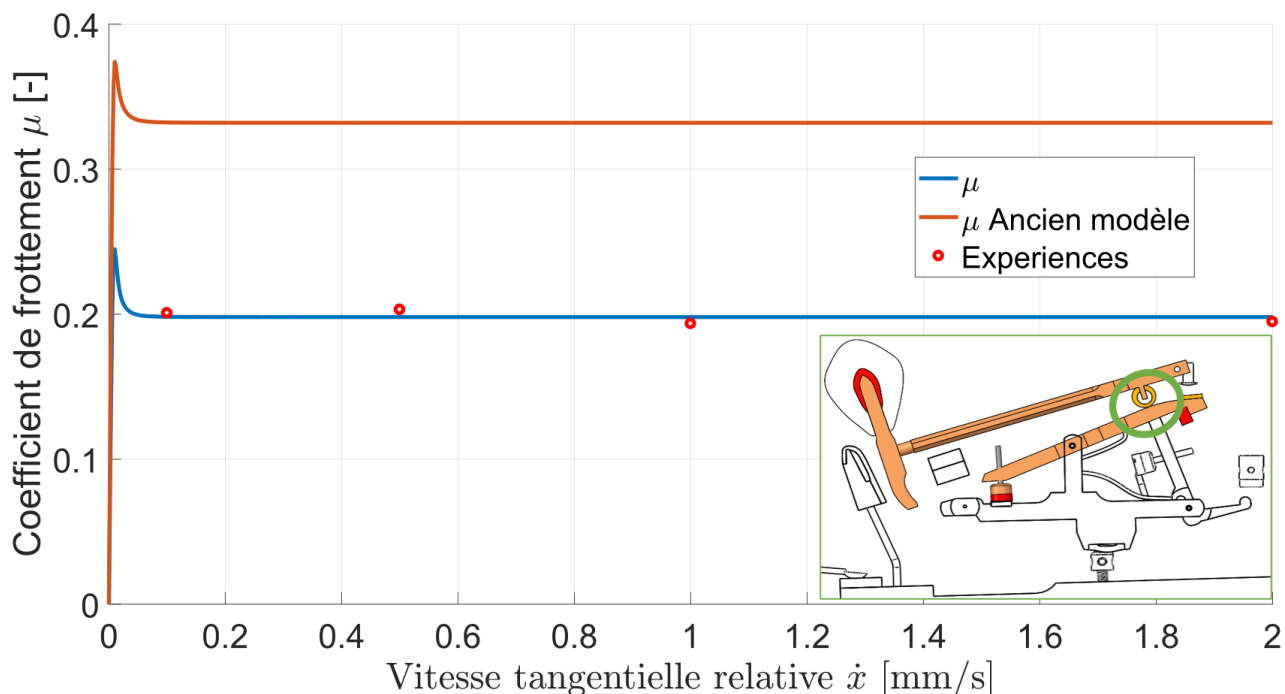


FIGURE 3.19 – Comparaison entre le profil actuel du coefficients de frottements  $\mu$  et celui de l'ancien modèle ainsi que des données expérimentales (pour contact entre le marteau et le levier de répétition)

## Contact entre le pilote de touche et le chevalet

Le pilote de touche est une pièce entièrement métallique tandis que le chevalet est principalement en bois. À l'endroit du contact avec le pilote de touche, le chevalet est composé d'une couche de feutre blanc sous laquelle se trouve un feutre rouge. La combinaison de ces différents feutres est particulière, le seul autre endroit où une telle combinaison est utilisée est dans la tête du marteau qui, dans une véritable mécanique de piano, est en contact avec la corde sous tension.

Sur la Figure 3.20, le coefficient de frottement augmente rapidement au début des essais mais que contrairement aux deux contacts précédents, celui-ci n'atteint pas la valeur seuil de  $\mu_s$ .

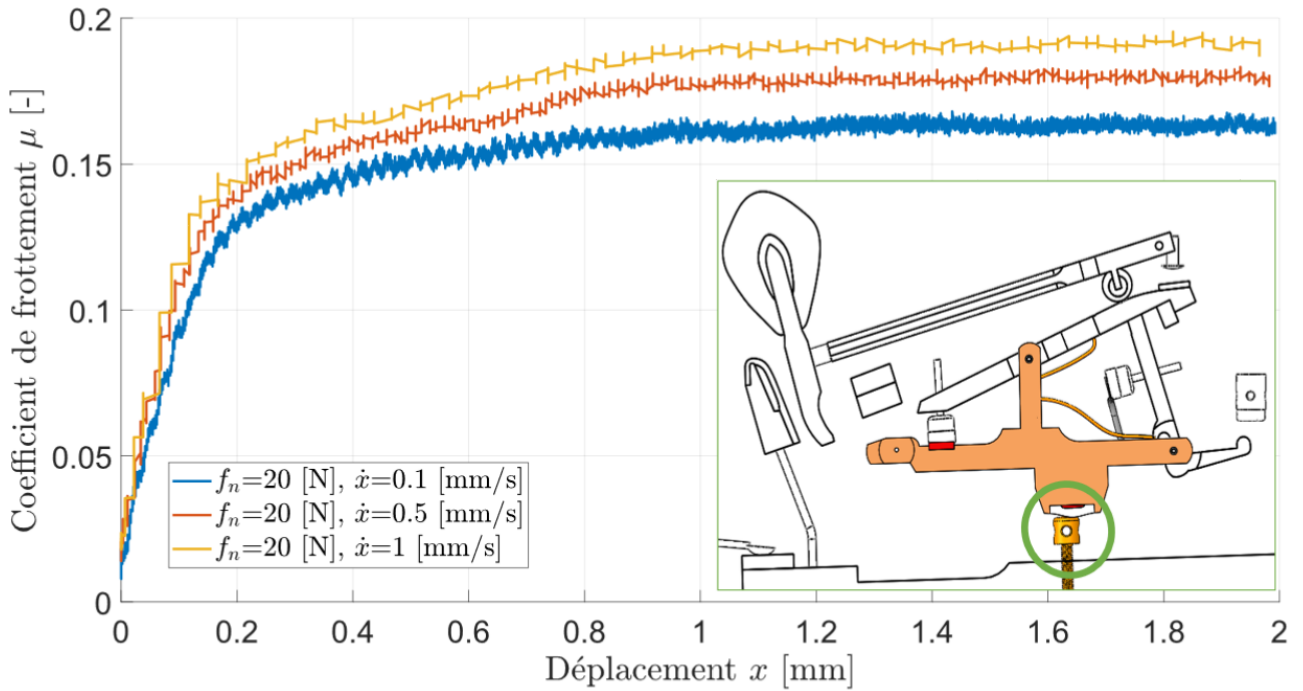


FIGURE 3.20 – Évolutions moyennes du coefficient de frottement entre le pilote de touche et le chevalet en fonction du déplacement à trois vitesses différentes

Au lieu de cela, il tend directement vers la valeur de  $\mu_c$ . Ceci peut s'expliquer par les matériaux composants le contact. En effet, ici les deux corps se déforment beaucoup moins au contact à cause de la rigidité plus importante des matériaux. Cette diminution de la déformation au contact diminue la différence entre la vitesse relative des points matériels de contact et la vitesse relative des corps imposé par la machine. Ainsi, la vitesse relative atteint plus rapidement les valeurs de  $\dot{x}$  de chaque. Dans ce sens, il est important de noter qu'ici, le déplacement est bien plus petit que dans les expériences menées sur les autres contacts parce que le frottement est très rapidement cinétique et donc constant.

Par ailleurs, la valeurs du coefficient de frottement cinétique semble légèrement dépendre de la vitesse. Encore une fois, comme pour le contact entre le levier de répétition et le marteau, l'expérience à été menée au bord de la plage de mesure du capteur de force (5 à 500 N). De plus, en raison de la géométrie particulière du chevalet, le montage des expériences réalisé sur ce contact est bien plus décentré que dans les autres expériences. C'est pourquoi le coefficient de frottement cinétique n'est pas considéré dépendant de la vitesse relative tangentielle.

Comme pour les autres contacts, la comparaison entre l'ancien et le nouveau modèle ainsi que les expériences est visible sur la Figure 3.21. Notons que que l'ancien modèle ne considère pas de frottement statique. En effet, dans ce cas-ci le profil de l'ancien modèle prend la forme de l'équation 3.2.5 ci-dessous. Cette considération semble valable suite aux expériences réalisées.

$$\mu(\dot{x}) = A \tanh\left(\frac{\dot{x}}{v_s}\right) \quad (3.2.5)$$

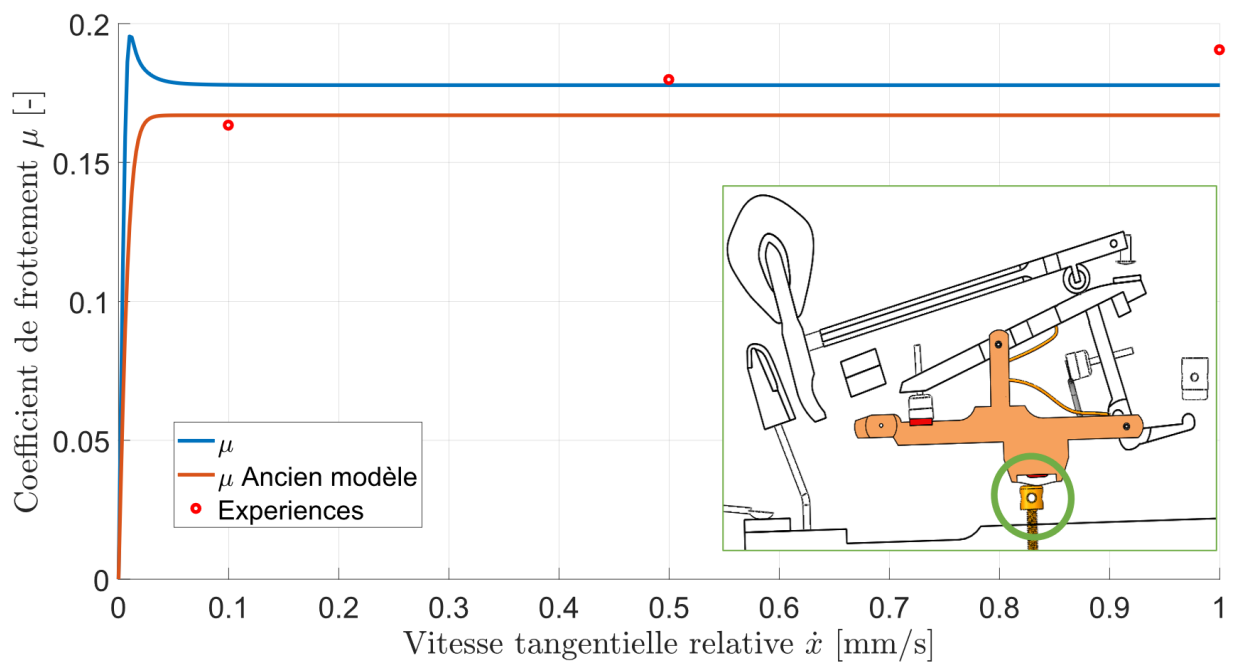


FIGURE 3.21 – Comparaison entre le profil actuel du coefficient de frottements  $\mu$  et celui de l’ancien modèle ainsi que des données expérimentales (pour contact entre le pilote de touche et le chevalet)

### Contact entre le bouton d’échappement et le bâton d’échappement

Tout comme la partie supérieure du levier de répétition, la zone de contact du bâton d’échappement est composée de bois et est recouverte d’une couche de charbon. Le bouton d’échappement est quant à lui en bois avec une couche de feutre blanc à l’endroit du contact.

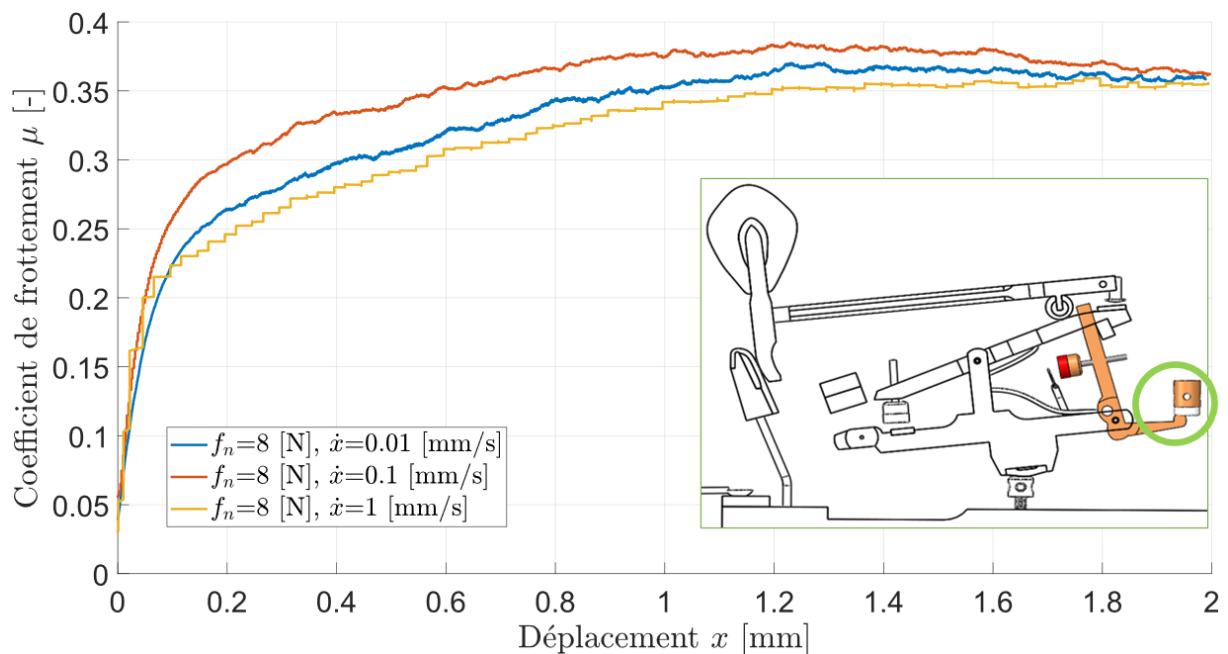


FIGURE 3.22 – Évolutions moyennes du coefficient de frottement entre le bouton d’échappement et le bâton d’échappement en fonction du déplacement à trois vitesses différentes

En comparant ce contact (voir Figure 3.22) aux contacts précédents, notamment celui du chevalet avec le pilote de touche, la faible déformation du feutre blanc engendre une vitesse tangentielle relative atteignant rapidement la valeur de la vitesse  $\dot{x}$ . A nouveau, ceci a pour effet de passer rapidement à un coefficient de frottement cinétique. De plus, pour des vitesses différentes, le coefficient de frottement cinétique tend vers la même valeur.

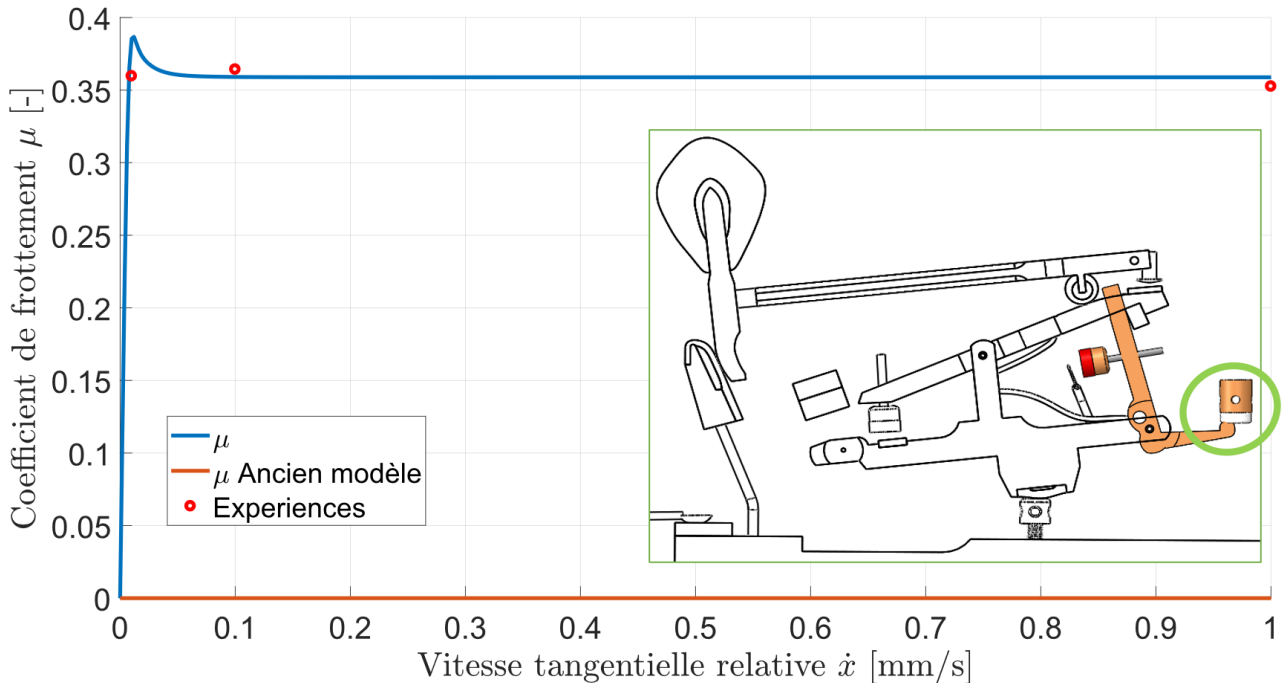


FIGURE 3.23 – Comparaison entre le profil actuel du coefficients de frottements  $\mu$  et celui de l’ancien modèle ainsi que des données expérimentales (pour contact entre le bouton d’échappement et le bâton d’échappement)

Pour ce contact-ci, le frottement n’était pas considéré dans l’ancien modèle de B. Bokiau. Le profil du coefficient de frottement calibré pour ce contact est visible sur la Figure 3.23.

## Contact entre le marteau et le bâton d’échappement

Le dernier contact qui a été caractérisé est le contact entre le rouleau du marteau et le coin du bâton d’échappement. Pour rappel, le rouleau est composé de feutre blanc et d’une couche de cuir tandis que le bâton d’échappement est en bois et est recouvert une couche de Téflon sur toute sa partie supérieure (y compris sa partie verticale, horizontale et le coin). Les coefficients de frottement mesurés sont visibles sur la Figure 3.24 ci-dessous.

Ces mesures semblent discutables dans la mesure où le frottement est en moyenne bien plus faible que le contact entre le marteau et le levier de répétition qui pourtant, sont composés des mêmes matériaux. En effet, le frottement mesuré ici, est en moyenne 9 fois plus faible, donnant lieu à des valeurs pouvant s’apparenter à du bruit ou à la dérive du capteur (même en position stationnaire, la valeur mesurée par le capteur change).

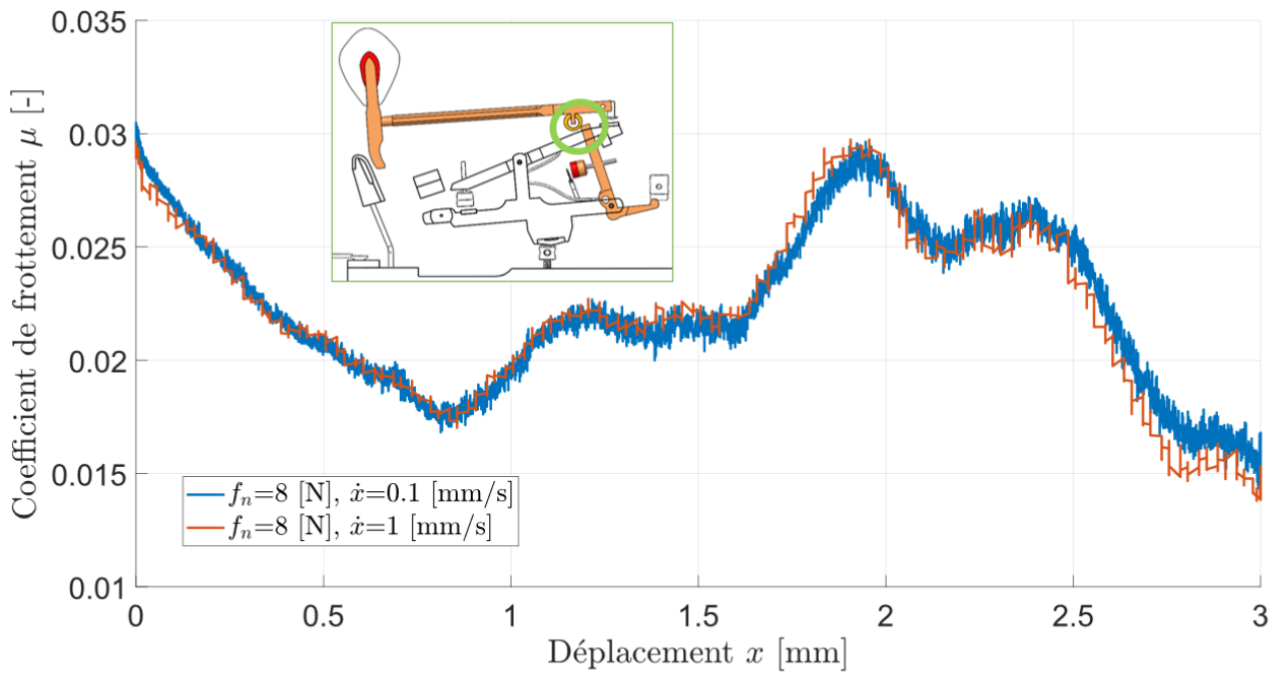


FIGURE 3.24 – Évolutions moyennes du coefficient de frottement entre rouleau du marteau et le coin du bâton d’échappement en fonction du déplacement à deux vitesses différentes

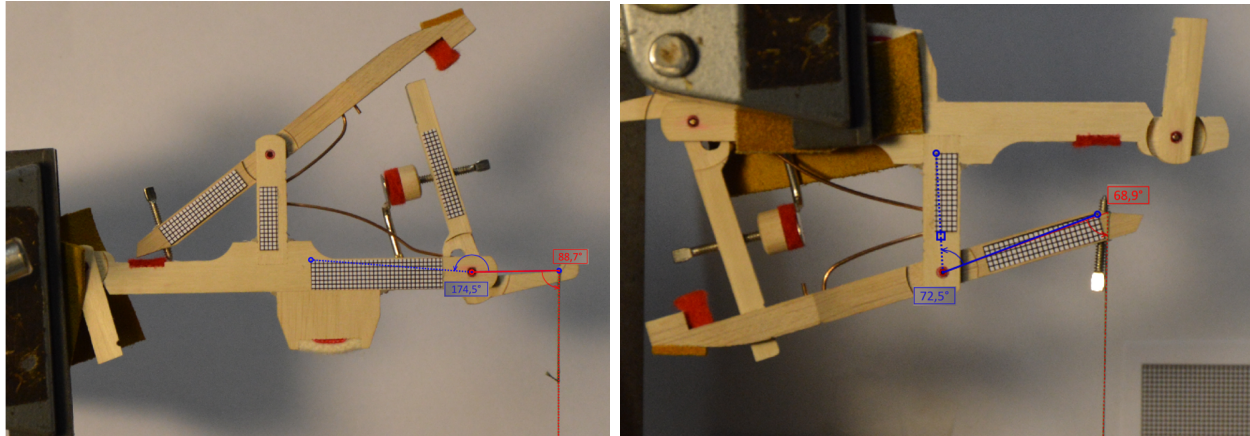
La grosse différence entre les expériences réalisées sur ce contact et celles réalisées sur le contact entre le marteau et le levier de répétition est la force verticale appliquée ainsi que le capteur utilisé pour mesurer les forces. Ici la force  $F_z$  appliquée est de 8 N et  $F_x$  la force horizontale mesurée est de maximum 0.24 N, ce qui proche des bornes de la plage de valeur mesurable par ce capteur.

Ainsi il semble nécessaire de refaire les mesures expérimentales de ce contact à l’aide du capteur avec la plage allant de 5 à 500 N et d’appliquer une force plus importante pour obtenir des résultats cohérents. De plus, c’est le seul contact entre le rouleau du marteau et le bâton d’échappement qui a pu être mesuré notamment à cause de difficultés de montage (risque d’endommager les pièces).

## 3.3 Couples articulaires

### 3.3.1 Ressorts

Afin d'assurer le fonctionnement de la mécanique à double échappement, deux ressorts angulaires<sup>3</sup> sont présents dans celui-ci. Une série d'expériences a été menée à l'aide du logiciel TRACKER<sup>4</sup> (voir Figure 3.25) dans le but de déterminer la raideur angulaire de chaque ressort.



(a) Ressort du bâton d'échappement

(b) Ressort du levier de répétition

FIGURE 3.25 – Installation expérimentale de la mesure de l'angle de articulation du bâton d'échappement et du levier de répétition en fonction du couple appliqué

Visibles la Figure 3.25 ci-dessus, les images dans le logiciel TRACKER permettant de mesurer les angles qui nous intéressent :

- En bleu, l'angle entre un point fixe du chevalet et le point d'application de la charge.
- En rouge, l'angle entre le bras de levier et la force appliquée par la charge.
- L'angle de position de départ des articulations lorsque le mécanisme est au repos.

#### Bâton d'échappement

Le premier ressort se trouve entre le chevalet et le bâton d'échappement (voir Figure 3.26) , il permet au bâton d'échappement de revenir en position de départ sous le rouleau du marteau.

Sur la Figure 3.27 ci-dessus, sont visibles en bleu les différentes mesures expérimentales effectuées. Contrairement au ressort du levier de répétition, le comportement de celui-ci n'est pas du tout linéaire dans la zone utile (à gauche de la ligne verticale noire). Celui-ci est approximé par un polynôme cubique (en rouge sur la figure), ce qui semble raisonnable dans la zone utile :

$$C = a(\theta - \theta_0)^3 + b(\theta - \theta_0)^2 + c(\theta - \theta_0) + d$$

Avec  $C$  le couple appliqué par le ressort sur l'articulation,  $\theta - \theta_0$  l'angle de l'articulation par rapport à sa position de départ, et  $a, b, c, d$  les coefficients du polynôme déterminé à l'aide de la fonction polyfit dans le logiciel MATLAB (celle-ci détermine les coefficients à l'aide de la matrice de Vandermonde). Sur base de cette approximation, le couple appliqué par le ressort dans sa

3. un seul ressort physiquement mais qui ici a été modélisé comme 2 ressorts séparés tant ils semblent découplés

4. Disponible en libre accès sur <https://www.physlets.org/tracker/>

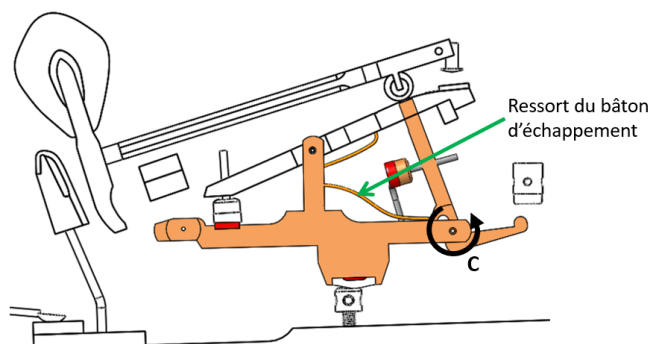


FIGURE 3.26 – Localisation du ressort du bâton d'échappement

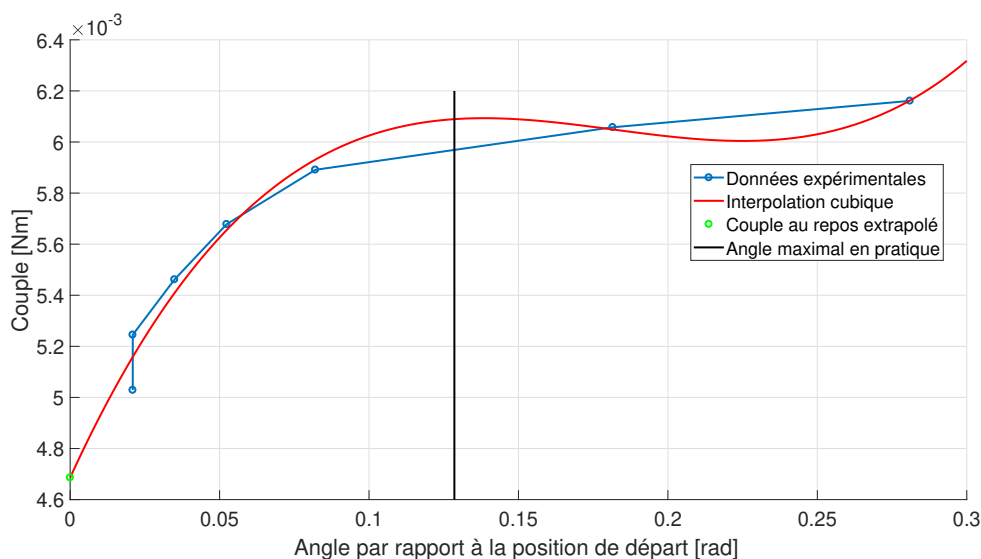


FIGURE 3.27 – Le ressort du bâton d'échappement

position de départ a été extrapolé par soucis de précision lors des mesures expérimentales. En effet, la présence de frottement sec dans l'articulation limite la mesure du couple initial. Ce frottement sec est visible sur la Figure 3.27 au niveau des deux premiers points expérimentaux. Bien que le couple appliqué soit différent, l'angle de l'articulation reste identique. Pour finir, le couple de ce ressort dans l'ancien modèle dans la zone utile est bien plus faible (de l'ordre de  $1 * 10^{-5}$  Nm), il n'a donc pas été représenté dans la Figure 3.27.

### Levier de répétition

Le second ressort applique un couple entre le chevalet et le levier répétition (voir Figure 3.28), c'est lui qui permet au levier de répétition de maintenir le marteau dans sa position lorsque le mécanisme est au repos. L'extrémité du ressort étant simplement posée contre le levier de répétition, celui-ci peut se déplacer et c'est la raison pour laquelle lors de l'expérimentation, un cycle de chargement et de déchargement du ressort a été effectué.

La Figure 3.29 donne les mesures expérimentales sur un cycle complet de chargement et de déchargement du ressort. En pratique, l'angle du ressort est limité à 0.26 radians (ligne verticale noire) mais lors de l'actionnement de la touche, son amplitude est généralement bien plus petite. Le comportement du ressort a été approximé par une droite dans le modèle (en rouge), ne tenant

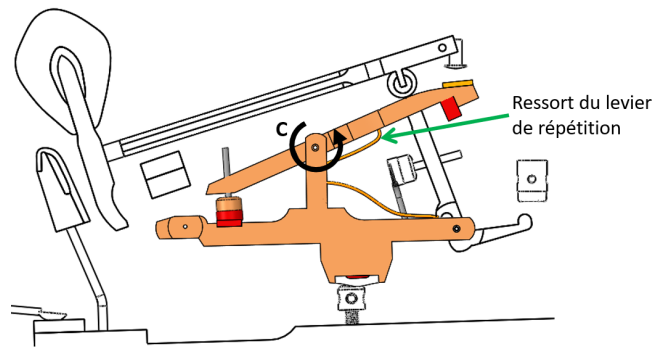


FIGURE 3.28 – Localisation du ressort du levier de répétition

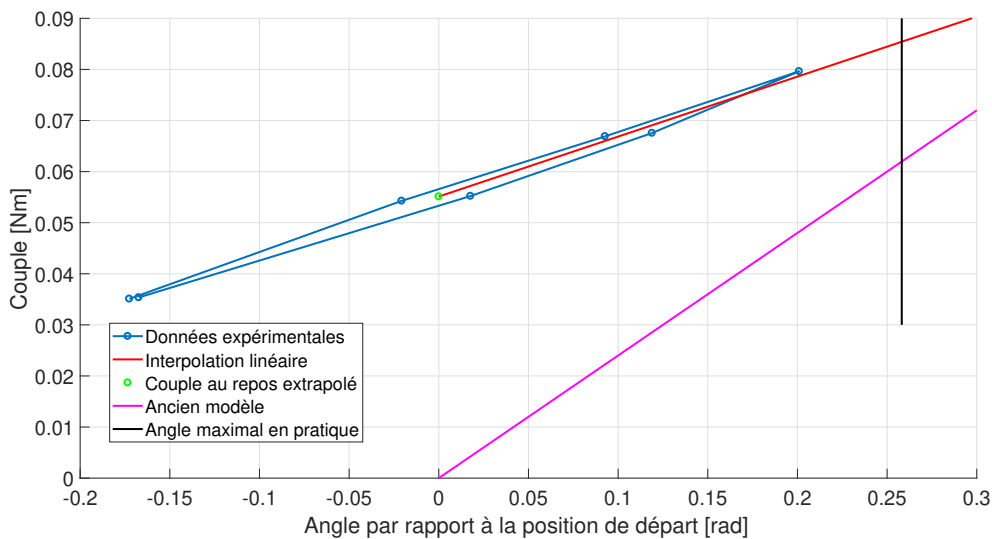


FIGURE 3.29 – Le couple du ressort du levier de répétition en fonction de l’angle de l’articulation

pas compte de la différence de couple entre le chargement et le déchargement :

$$C = a(\theta - \theta_0) + b$$

On peut noter la présence de données expérimentales pour des angles relatifs négatifs, ces valeurs d’angles relatifs pourrait être atteintes si le réglage de la butée n’est pas le même que celui utilisé ici. L’ancien modèle du ressort est visible en mauve. D’une part, le couple à la position de repos est nulle et d’autre part, la raideur angulaire est près de deux fois supérieur à celle de du modèle actuel. Notons que la position de départ correspond à  $\theta_l = -0.35$  [rad].

### 3.3.2 Frottement articulaire

Comme énoncé précédemment, les articulations sont considérées comme des rotations parfaites sans jeu. En pratique, le jeu est limité par le feutre à l’intérieur des différentes articulations. Le frottement de celles-ci peut être ajusté par le techniciens de piano en modifiant la quantité de feutre à l’intérieur. Le frottement dans l’articulation du marteau est pris comme référence, pour caractériser le frottement dans toutes les articulations. Celui-ci est caractérisé sur base d’une expérience communément réalisée par les techniciens de piano : le balancement du marteau.

Cette expérience consiste à faire balancer le marteau et à compter le nombre d’oscillation avant que celui-ci ne se stabilise. Le technicien ajuste ainsi le feutre de l’articulation jusqu’à ce

que celui-ci fasse un aller-retour avant de se stabiliser. Ici, nous avons effectué le balancement du marteau depuis une position haute ( $\theta_m = -0.41$  [rad]) et filmé son balancement à 500 images par seconde à l'aide d'une caméra rapide<sup>5</sup>. Grâce à une cible placée sur le marteau, la position angulaire de l'articulation en fonction du temps a été mesurée à l'aide du logiciel TRACKER dont l'affichage est visible sur la Figure 3.30.

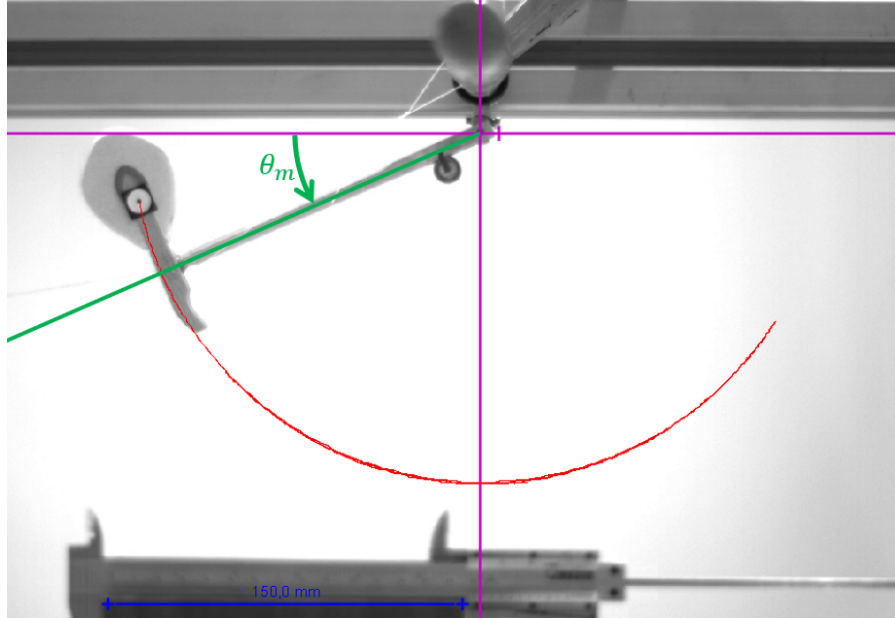


FIGURE 3.30 – Aperçu du balancement du marteau dans le logiciel TRACKER (position de départ), avec le repère en mauve, la calibration en bleu ainsi que la trajectoire de la cible sur le marteau en rouge

Sur la base de la vidéo du balancement, une simulation du balancement du marteau démarrant à la même position a été réalisée dans ROBOTRAN avec deux modèles de frottement différents. Les deux modèles présentés ci-après ont été considérés pour caractériser le balancement de marteau différents. Cette expérience permet de choisir entre ces deux modèles de frottement mais aussi de mettre en avant les problèmes liés à la prise en compte du frottement sec dans une articulation en rotation.

### Premier modèle : Coefficient d'amortissement

Le premier modèle considéré est basé sur un profil de coefficient d'amortissement utilisé par F. Leroy[12] pour caractériser le frottement articulaire d'un marteau de piano droit. Son profil est visible à l'équation 3.3.2 et est similaire au profil du coefficient de frottement de Hirschhorn présenté précédemment (voir équation 3.2.4). Celui-ci permet au frottement articulaire d'avoir un comportement similaire au frottement tangentiel (frottement statique/cinétique). Le couple de frottement est défini par :

$$C(\omega) = -D(\omega)\omega \quad (3.3.1)$$

Avec :

$$D(\omega) = A \left( \tanh \left( \frac{\omega}{\omega_s} \right) + \frac{B_1 \frac{\omega}{\omega_s}}{1 + B_2 \left( \frac{\omega}{\omega_s} \right)^4} \right) \quad (3.3.2)$$

5. La disposition des différentes expériences avec caméra rapide sera exposée dans le chapitre suivant.

avec  $\omega$  la vitesse angulaire relative de l'articulation et  $\omega_s$  la vitesse angulaire relative seuil. Les valeurs des paramètres  $A$ ,  $B_1$  et  $B_2$  sont déterminées expérimentalement. Les valeurs de  $\omega_s$ ,  $A$ ,  $B_1$  et  $B_2$  utilisées par F.Leroy pour le marteau de piano droit ne donnent pas de résultats proches des données expérimentales pour ce marteau-ci, elles ont donc été recalculées. Toutefois, nous n'avons pas trouvé de valeurs pour ces paramètres permettant d'avoir un comportement du balancement du marteau proche des expériences. La Figure 3.31, présente la comparaison entre le balancement expérimental ainsi que les deux balancements simulés les plus proches obtenus avec ce modèle de frottement. La vitesse angulaire seuil  $\omega_s$  est un paramètre

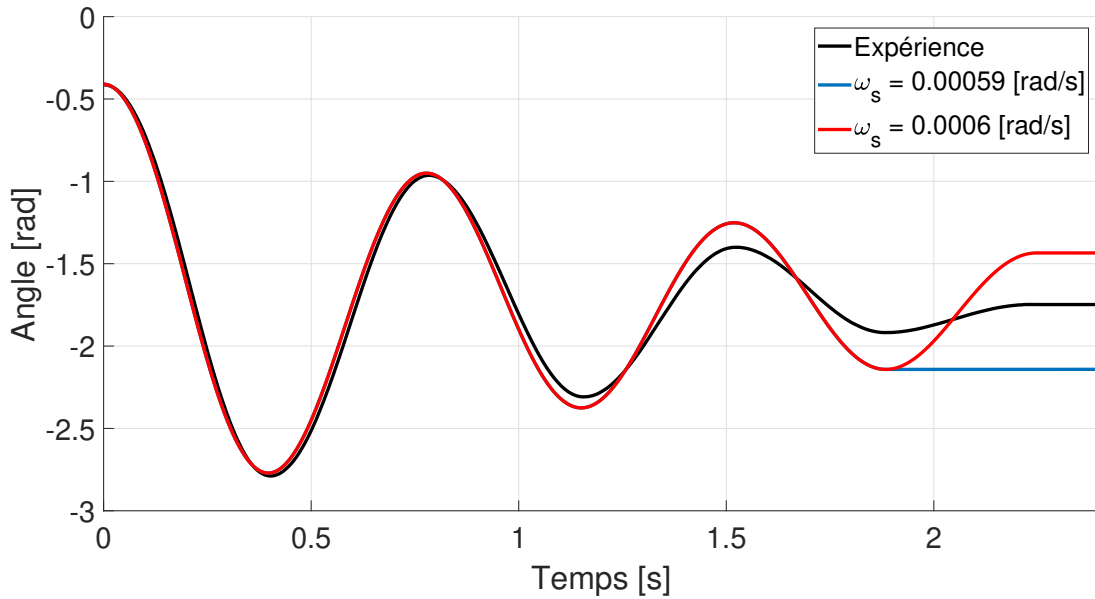


FIGURE 3.31 – Comparaison entre le balancement du marteau expérimentale et simulé avec le modèle du coefficient d'amortissement, pour deux valeurs de  $\omega_s$  différentes ( $A = 0.0003$ ,  $B_1 = 9$ ,  $B_2 = 0.1$  pour les deux modèles)

décisif dans ce modèle car la vitesse angulaire du marteau est nulle de façon périodique. En effet, quand l'amplitude du marteau est maximale, la vitesse angulaire du marteau est nulle. Peut-être après cet position, l'amortissement dans l'articulation est maximal (pour appel, voir le profil à la Figure 3.11). C'est donc proche des positions extrêmes du balancement du marteau que le couple de frottement augmente subitement.

Ainsi, le mouvement du marteau est très sensible à la valeur de  $\omega_s$ . Si cette valeur est trop petite, le couple de frottement est trop faible et le marteau oscille pendant trop longtemps. Si cette valeur est trop importante, le marteau est très fortement ralenti comme c'est le cas sur la Figure 3.31 lorsque la variation d'angle devient linéaire. Dans ce cas-là, le marteau bouge toujours mais à vitesse angulaire très faible, les couples de gravité et de frottement étant quasiment identique.

## Second modèle : Couple de frottement

Ce modèle de frottement est celui utilisé par Bokiau [3], et définit le couple de frottement comme suit :

$$C(\omega) = A \tanh\left(\frac{\omega}{\omega_s}\right) \quad (3.3.3)$$

Avec  $A$  l'amplitude du couple de frottement cinétique. Comme dans le modèle précédent,  $\omega$  est la vitesse angulaire de l'articulation et  $\omega_s$  est la vitesse angulaire seuil. La Figure 3.32 montre ces

profil pour l'ancien modèle ( $A = 0.00064 \text{ Nm}$ ,  $\omega_s = 0.001 \text{ rad/s}$ ) et le modèle actuel ( $A = 0.002 \text{ Nm}$ ,  $\omega_s = 1 \text{ rad/s}$ ) en fonction de la vitesse angulaire de l'articulation.

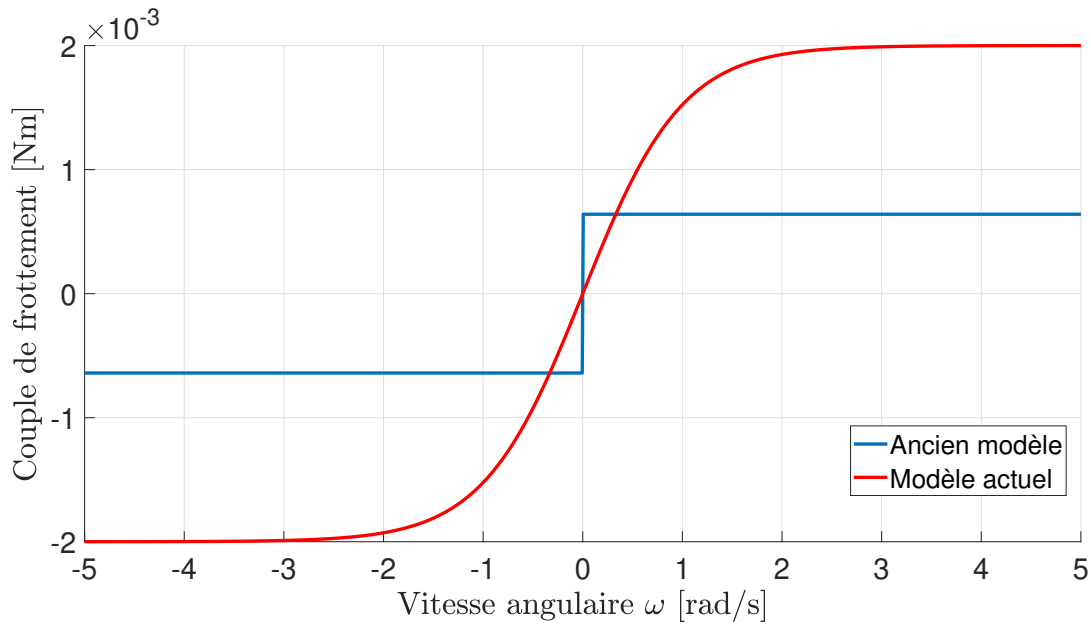


FIGURE 3.32 – Couple de frottement de l'ancien modèle en bleu et du modèle actuel en rouge

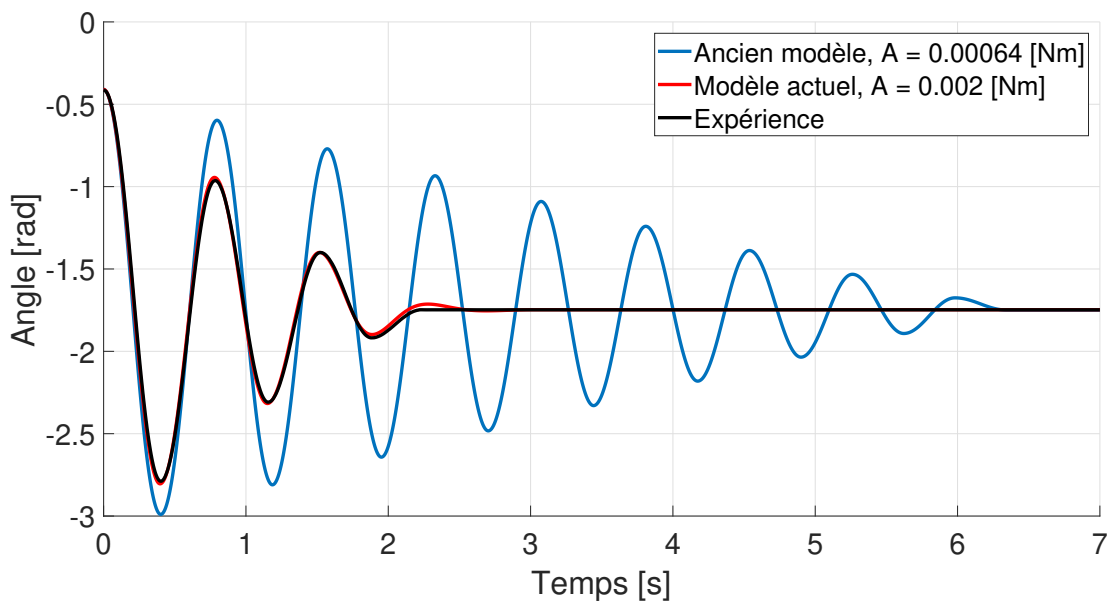


FIGURE 3.33 – Évolution de l'angle de l'articulation du marteau avec le modèle du couple de frottement, l'angle 0 étant l'horizontale

Bien que la valeur de  $\omega_s$  du modèle actuel semble élevée, notamment par rapport aux valeurs précédemment utilisées, cette valeur permet à la simulation d'adopter un comportement proche du comportement expérimental. La comparaison entre les données expérimentales et les simulations sont visibles sur la Figure 3.33. La légère différence s'explique par la résolution de la caméra utilisé limitant la précision des mesures.

Au regard des différents résultats, ce second modèle de couple de frottement est utilisé dans le modèle actuel.

### 3.3.3 Amortissement du contact entre le marteau et sa butée

Comme décrit dans la section 2.2, la géométrie de contact entre le marteau et sa butée est modélisée par un contact ponctuel car la vitesse tangentielle relative des points matériels de contact est très faible. Néanmoins, à cause de l'amplitude importante de la trajectoire circulaire du point de contact du marteau, ce contact est caractérisé par un couple équivalent dont le bras de levier est constant et définis à l'avance.

Afin de caractériser au mieux ce couple équivalent, la présence d'un terme d'amortissement est considéré. Ainsi, l'expression du couple équivalent est défini comme :

$$C(z, \dot{z}) = L(f_n(z) + D\dot{z}) \quad (3.3.4)$$

avec  $L$  le bras de levier,  $f_n(z)$  la force normale au contact en fonction de la pénétration  $z$ ,  $D$  le coefficient d'amortissement et  $\dot{z}$  la vitesse de pénétration. Comme pour le balancement du marteau, une expérience filmée de la chute du marteau sur sa butée ainsi qu'une simulation de celle-ci depuis la même position de départ ( $\theta_m = 0.0191[rad]$ ) a été réalisé.

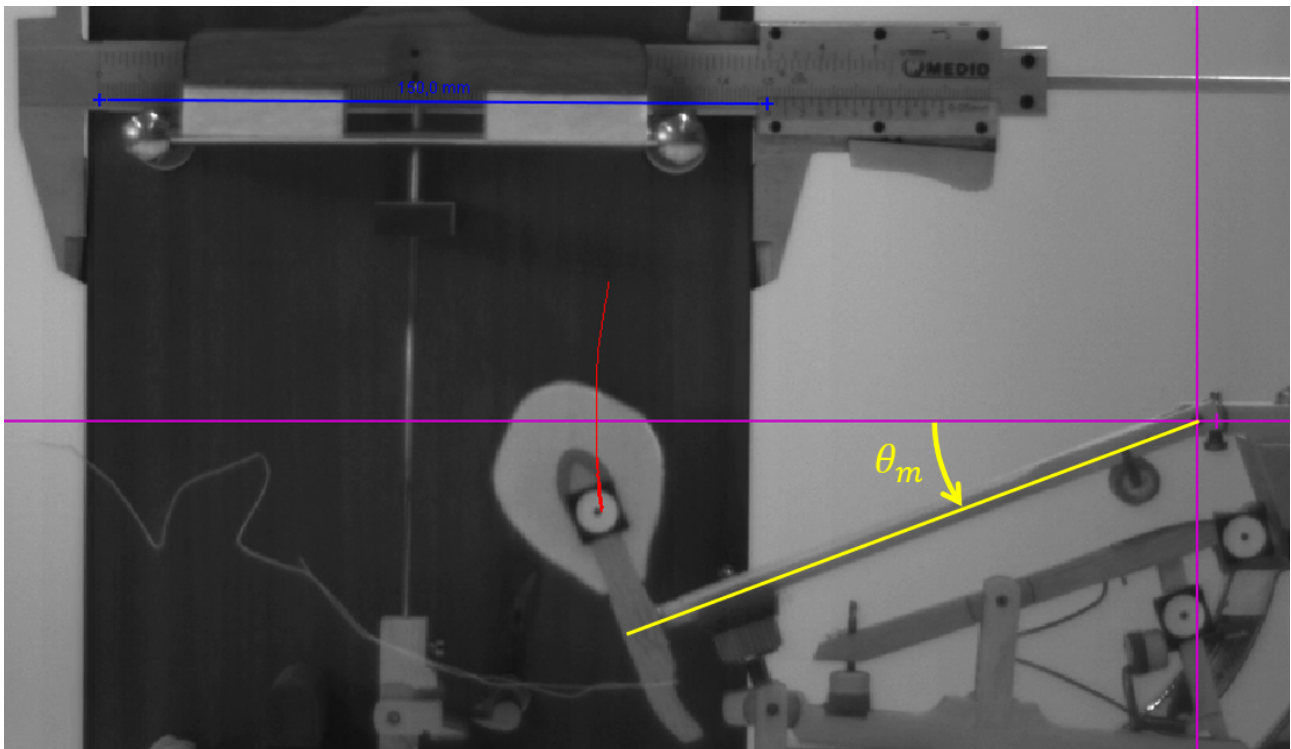


FIGURE 3.34 – Aperçu de la chute du marteau dans le logiciel TRACKER, avec le repère en mauve, la calibration en bleu ainsi que la trajectoire de la cible sur le marteau en rouge

Sur base de celle-ci, la valeur du coefficient  $D$  ( $2.1 [N.s/m]$ ) a été déterminé de sorte que la simulation soit la plus proche possible de l'expérience. La Figure 3.35 en présente les résultats. Durant l'expérience, la flexibilité de la tige du marteau a pu être observée, celle-ci peut entre-autre expliquer le décalage entre les données expérimentales et simulées. Nous pouvons voir que l'ancien modèle à un comportement bien différent du comportement réel du contact.

Notons toutefois que lors du fonctionnement normal de la mécanique, la vitesse du marteau est bien plus importante que dans cette expérience. L'amortissement du contact dans l'ancien modèle est peut-être calibré pour ces vitesses et non pour celles atteintes lors de l'expérience.

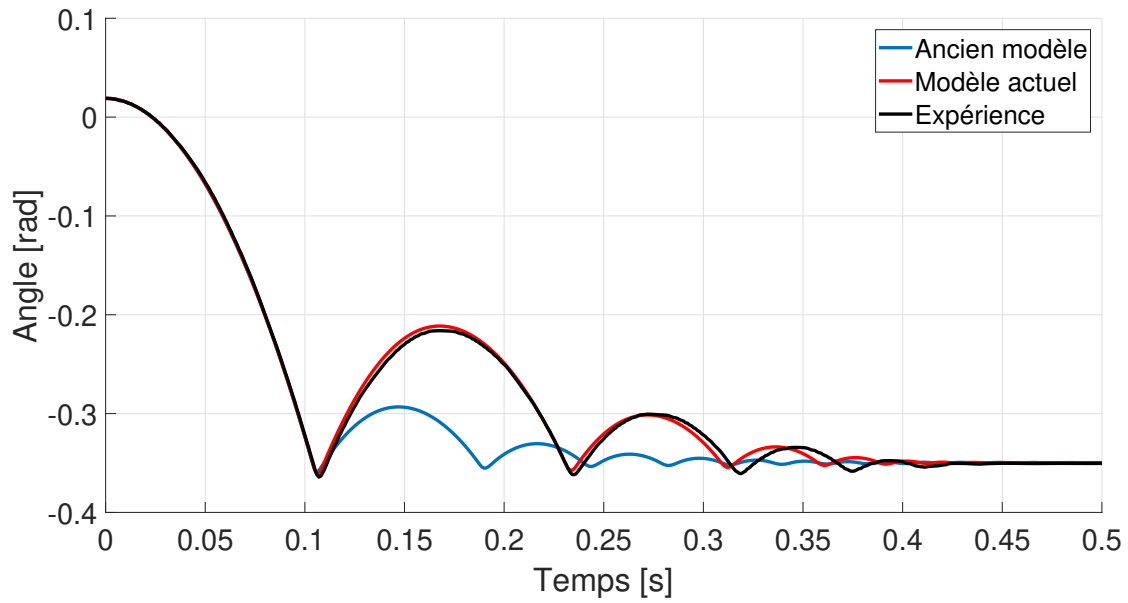


FIGURE 3.35 – Évolution de l'angle de l'articulation du marteau lorsque celui-ci tombe sur sa butée

# Chapitre 4

## Validation expérimentale

Une fois toutes les lois caractéristiques incorporées au modèle, différentes expériences ayant pour but de valider celui-ci ont été réalisées. Ces expériences ont été filmées à l'aide d'une caméra rapide (PHOTRON FASTCAM SA3) permettant de filmer à une cadence allant jusqu'à 2000 images par seconde. Ces images ont ensuite été analysées à l'aide du logiciel TRACKER. L'installation des expériences est visible sur la Figure 4.1. La caractérisation réalisée dans les sous-sections 3.3.2 et 3.3.3 a été réalisée dans les mêmes conditions.

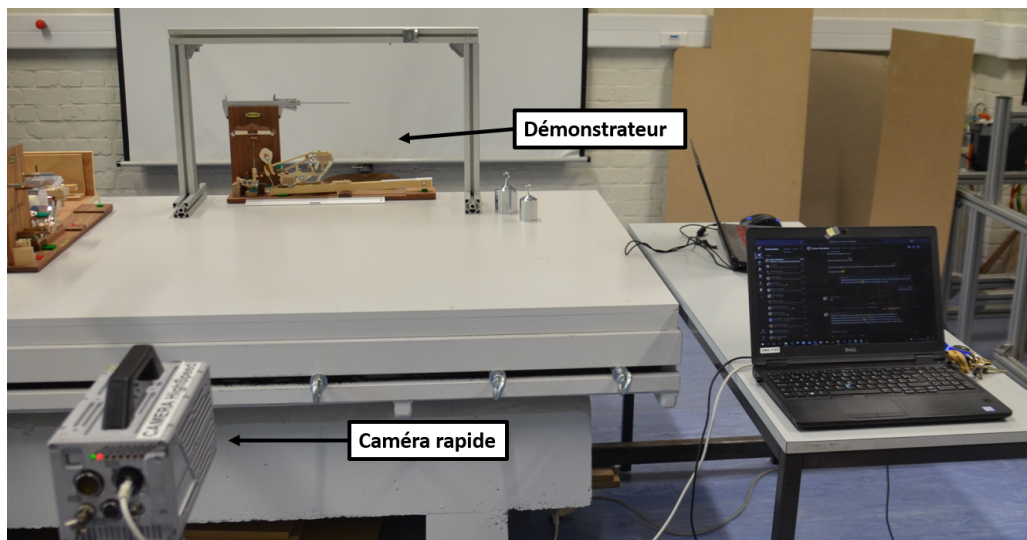


FIGURE 4.1 – Installation des expériences réalisées

### 4.1 Réglage de la mécanique

Pour permettre aux techniciens de piano de pouvoir corriger le comportement du mécanisme au besoin, plusieurs pièces le composant sont réglables. Celles-ci sont visibles sur la Figure 4.2 ci-dessous. Ces réglages doivent se faire dans un certain ordre et chaque réglage peut modifier le précédent, la procédure de réglage ci-dessous doit donc être répétée de sorte à bien positionner chaque pièce (méthodologie tirée de [3]). Nous invitons le lecteur à revenir à la section 1.2 pour s'y rappeler la place de ces différents éléments dans le fonctionnement de la mécanique.

1. **Enfoncement** : La course de la touche doit être de 10 mm. Celle-ci est ajustée en ajoutant des petites feuilles de papier sous le feutre.



## 4.2 Résultats et discussion

Deux expériences de validation ont ainsi pu être réalisées. Celles-ci permettent de comparer le modèle actuel à l'ancien modèle par rapport aux données expérimentales. Les simulations ont été faites sur base des expériences, avec la position initiale de la touche lors de l'expérience imposée en tant que position initiale des simulations.

### 4.2.1 Mouvement de la touche

Dans un premier temps, nous avons validé le comportement de la touche pivotant librement depuis une position haute. Cette position haute est maintenue à l'aide d'un fin fil de couture de façon à minimiser la pénétration de la touche avec le feutre gauche du bâti (voir Figure 4.4). Ce fil est ensuite coupé et le balancement de la touche sur son pivot est analysé.

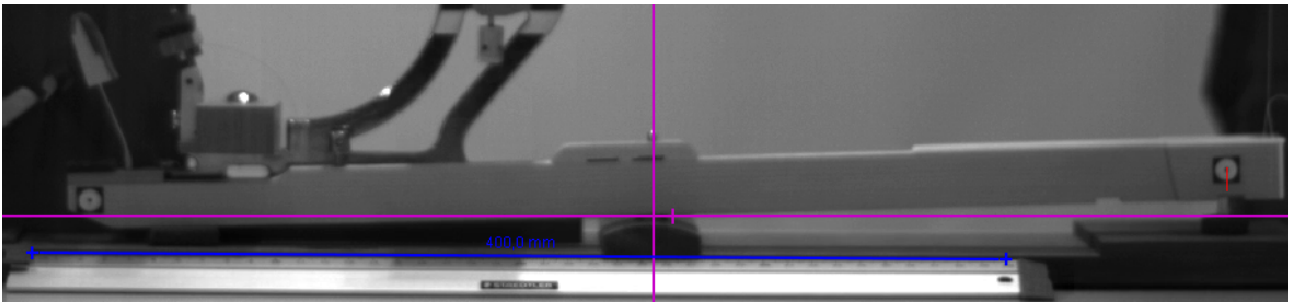


FIGURE 4.4 – Position de départ de la touche lors de l'expérience de validation de celle-ci

Sur la Figure 4.5 est visible l'évolution de l'angle  $\theta_t$  de l'articulation de la touche par rapport à l'horizontale. La courbe verte y montre le comportement du modèle actuel, sa rotation est bien plus lente par rapport à l'expérience mais aussi par rapport à l'ancien modèle.

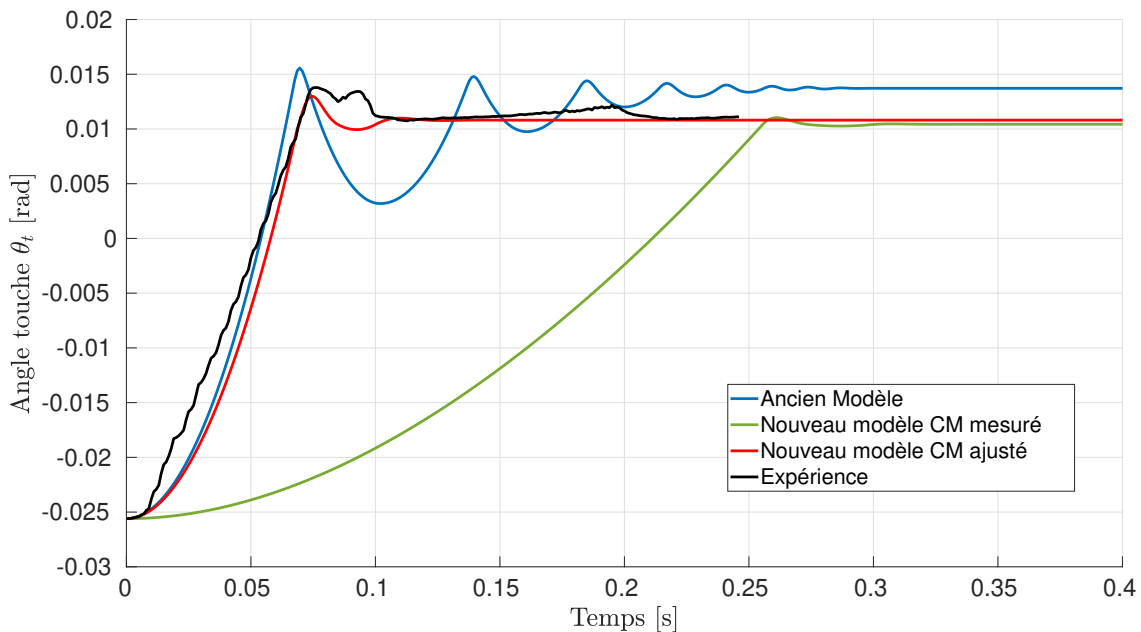


FIGURE 4.5 – Évolutions de l'angle de la touche avec l'horizontale pour le cas de la touche seule, (angle positif dans le sens horaire)

C'est en comparant les deux modèles que nous avons remarqué une différence entre la position du centre de masse (CM) de la touche. En effet, le centre de masse de la touche dans l'ancien modèle est 7 cm plus à droite par rapport à sa position dans le nouveau modèle. Cette différence peut s'expliquer par un manque de précision lors de la mesure de sa position étant donné la longueur de la pièce. Par ailleurs, nous avons fait l'hypothèse que l'articulation du pivot est une rotation parfaite. En réalité, celle-ci s'assimile plus à une droite roulant sur un cercle, ceci peut expliquer la différence observée. En conséquence, le centre de masse de la touche a été déplacé de 5 cm vers la droite (selon  $\hat{x}$  dans le repère solide du corps). Le comportement ainsi obtenu est visible en rouge sur la Figure 4.5 et celui-ci est plus proche du comportement expérimental que l'ancien modèle. La différence observée peut s'expliquer par une erreur de mesure causée par une perspective importante. Pour palier à cela, Nous devrions refaire l'expérience avec la caméra alignée avec la cible de la touche.

### 4.2.2 Modèle complet

Pour pouvoir valider le modèle complet de la mécanique de frappe, l'entrée du système réel et simulé doivent être identiques. Pour ce faire, nous avons placé sur la touche une masse de 1 kg. Durant l'expérience, la masse est suspendue à fleur de touche à l'aide d'une corde, la corde est ensuite coupée de sorte que la force exercée sur la touche soit appliquée le plus rapidement possible. Les mouvements de la touche et du marteau sont alors enregistrés et analysés comme dans les expériences précédentes (voir Figure 4.6). Une simulation de l'expérience menée est ensuite réalisée avec le modèle actuel ainsi qu'avec l'ancien. Sur la Figure 4.7 est visible l'évolution de  $\theta_t$ .

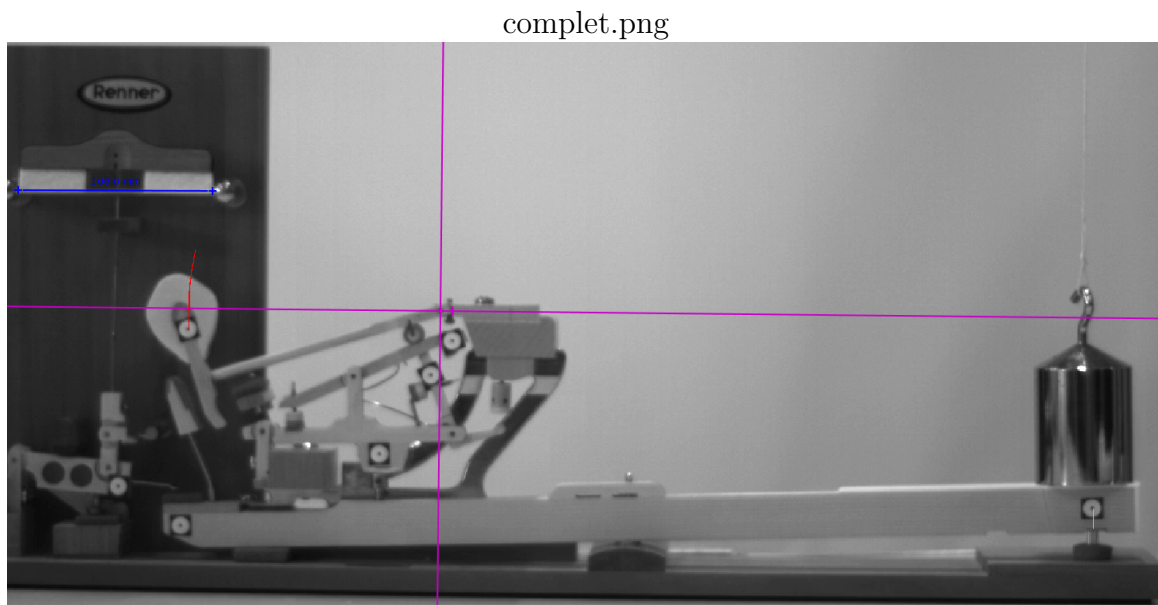


FIGURE 4.6 – Position de départ du démonstrateur lors de l'expérience de validation du modèle complet

Dans un premier temps, la touche réelle ainsi que les deux modèles ont un comportement fort semblable et ce jusqu'au contact de la touche avec le feutre du bâti. La pénétration de la touche dans les deux modèles est alors plus faible par rapport à l'expérience. Ensuite, dans les trois cas, nous observons des oscillations de la touche. Bien que l'amplitude de celles-ci soient différentes, leur nombre est identique.

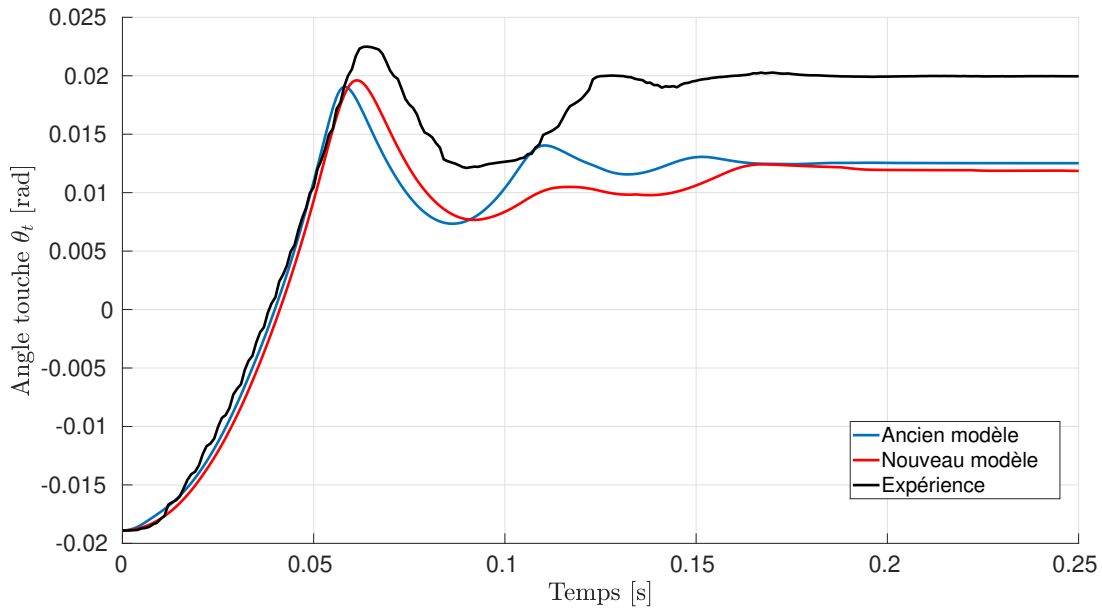


FIGURE 4.7 – Évolutions de l’angle de la touche avec l’horizontale lorsqu’une masse de 1kg tombe sur la touche

Notons que durant l’expérience, contrairement aux simulations, la masse n’est pas attachée à la touche. C’est pourquoi celle-ci peut rebondir sur la touche et en partie expliquer la différence d’amplitude entre les oscillations expérimentales et simulées. Après, nous pouvons remarquer que le mouvement du modèle actuel est plus amorti que celui de l’ancien et de l’expérience. De plus, dans les deux modèles, la position finale de la touche diffère de celle mesurée en pratique. De surcroît, la mécanique simulée dans les deux cas n’est pas bien réglée, la course de la touche n’étant que de l’ordre de 7.5 mm au lieu de 10 mm.

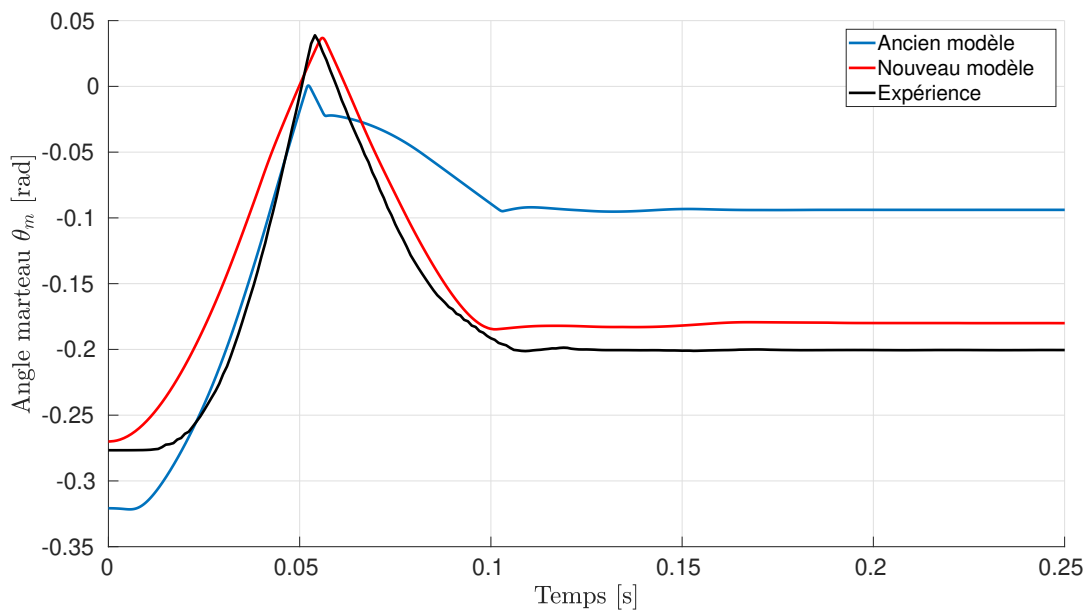


FIGURE 4.8 – Évolutions de l’angle de l’articulation du marteau lorsqu’une masse de 1kg tombe sur la touche

A présent, regardons les différentes évolutions de la position angulaire du marteau sur la Figure 4.8. Tout d’abord, la position initiale du marteau ainsi que celle où la corde est frappée n’est pas la même. Pour comparer efficacement les différents modèles et l’expérience, nous allons plutôt comparer l’évolution de la chasse du mécanisme (distance entre le marteau et la corde) sur la Figure 4.9. Sur celle-ci contrairement à la figure précédente, nous pouvons voir que la position de départ en terme de chasse est plus proche dans l’ancien modèle.

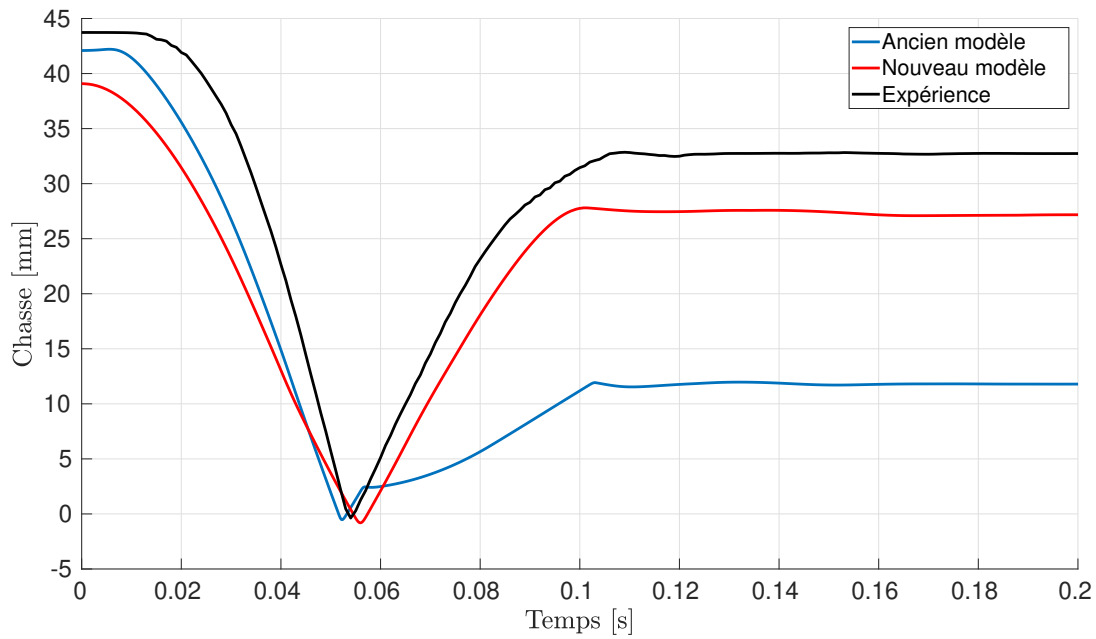


FIGURE 4.9 – Évolutions de la chasse lorsqu’une masse de 1kg tombe sur la touche

Dans un premier temps, nous pouvons voir dans tous les cas, que ce soit le mécanisme ou les modèles, des problèmes de réglage. En effet, la chasse de départ n’est de 45 mm dans aucune des situations. Signe que le pilote de touche est trop bas dans les 3 situations, toutefois, pour l’expérience, ceci peut venir d’une erreur de mesure. Notons également que l’attrape est mal réglée, celle-ci devrait maintenir le marteau à une chasse finale de 16 mm, ce qui n’est jamais le cas.

Dans un second temps, nous pouvons voir que le marteau dans le nouveau modèle démarre son mouvement plus tôt que dans les autres cas. Ceci s’explique vraisemblablement par un problème de réglage lié au bâton d’échappement. Dans le nouveau modèle, celui-ci est en contact avec le marteau alors que le ressort du levier de répétition devrait le soulever d’avantage, pour prévenir ce contact.

Ce problème avec le levier de répétition n’arrivant pas à soulever le marteau est un problème également rencontré par Bokiau dans son modèle. Pour contrecarrer ce problème, Bokiau a augmenté la raideur du levier de répétition de son modèle et a ajouté du frottement visqueux dans toutes les articulations du système. Grâce à cela, le ressort arrive à soulever le marteau sans provoquer d’oscillations importantes.

Dans notre modèle, nous avons choisi de garder la valeur du couple de frottement permettant la validation du balancement du marteau présentée précédemment. La raideur du ressort a été légèrement augmentée et des couples de frottement plus importants sont appliqué aux

articulations du chevalet, du levier de répétition ainsi qu'au bâton d'échappement. C'est donc ce compromis qui peut expliquer le comportement plus réactif du marteau dans le modèle actuel.

Malgré cette plus grande réactivité au départ, le marteau du modèle actuel vient frapper la corde légèrement plus tard par rapport aux deux autres cas. Cette vitesse moindre peut s'expliquer par la différence de raideur des contacts. En effet, comme nous l'avons fait remarquer dans la section 3.1. Les raideurs caractéristiques des différents contacts entre la touche et le marteau, à savoir le contact entre le pilote de touche et chevalet ainsi que celui entre le bâton d'échappement et le marteau, sont plus faibles dans le modèle actuel. Ainsi, la vitesse à laquelle le marteau est propulsé est plus faible dans le nouveau modèle. Le terme d'amortissement devrait permettre de palier à ce problème mais dans le cadre de ce mémoire, les coefficients d'amortissements des feutres n'ont pas pu être déterminés expérimentalement. Mais encore, les vitesses simulées et mesurées sont bien plus élevées que celles appliquées pendant les mesures expérimentales. En conséquence, l'influence du terme d'amortissement sur la raideur des contacts peut être très conséquente.

Enfin, la chute du marteau dans le modèle actuel est plus proche de l'expérience. La vitesse de chute entre les deux est même proche. Par ailleurs, l'influence de l'attrape se voit après la frappe du marteau avec la corde. Dans l'ancien modèle, le contact entre le marteau et la corde se fait trop tôt. A cause du coefficient de frottement très élevé de ce contact dans l'ancien modèle (rappel de la Figure 3.16), le marteau rebondit sur l'attrape avant de s'arrêter dessus, et ce trop haut.

Dans le modèle actuel, ce contact entre l'attrape et le marteau est également très sensible. Si le réglage de l'inclinaison de l'attrape est modifié, la position de la droite de contact de l'attrape doit l'être également. C'est un ajustement qui peut changer complètement le comportement du mécanisme après la frappe du marteau avec la corde, est qui doit être ajusté au 0.1 mm près.

### 4.2.3 Ajustement du modèle et recommandations

Dans ce genre de mécanisme complexe, dans la réalité comme dans la simulation, la cohésion et le résultat global du système sont importants. C'est pourquoi après avoir caractérisé le modèle multicorps du mécanisme, certains ajustements ont dû être faits.

**Contact entre le marteau et l'attrape :** Comme dit précédemment, le contact entre le marteau et son attrape est très sensible. Cela est dû aux trajectoires des corps mais aussi à cause de la géométrie particulière de l'attrape qui de surcroît est flexible en réalité. Cette flexibilité devait initialement être caractérisée comme un ressort mais la situation ne l'a pas permise.

**Contact entre le bâton d'échappement et le rouleau du marteau :** La géométrie de contact y est particulière et lors du passage d'une configuration de contact à une autre, certains soucis peuvent apparaître surtout lors du contact cercle-cercle. Une attention particulière doit y être portée notamment parce que les résultats expérimentaux semblent discutables mais aussi parce que c'est un contact central du mécanisme.

**Levier de répétition :** Les différents contacts du levier de répétitions sont également très sensibles. De plus, c'est le corps qui subit le plus de forces et couples extérieurs différents. Il est donc important de s'assurer de la cohésion de ceux-ci :

- Le contact entre sa butée et le chevalet, influant sur la réactivité du marteau lors de l'actionnement de la touche.

- Son ressort dont nous avons exposé les problèmes
- Le contact avec le marteau
- Le contact avec la vis de chute, influant sur la position à partir de laquelle une note peut être répétée.
- Le contact de son feutre avec le bâton d'échappement. Dans le modèle actuel, ce contact est modélisé de façon comparable à la butée du marteau via un couple équivalent. Cependant, le déplacement relatif entre le bâton d'échappement et le levier de répétition fait varier l'angle du bâton à partir duquel il y a contact. Ce contact fut la source d'erreur dans le modèle car celui-ci renvoyait trop rapidement le bâton d'échappement contre le rouleau du marteau. Il a du être adapté plusieurs fois.

**Ressort du bâton d'échappement :** Lors de l'essai avec la masse d'1 kg, le ressort ainsi que le contact décrit juste avant ont eu pour effet de ramener bien trop rapidement le bâton d'échappement vers le rouleau du marteau. En conséquence, celui-ci pouvait donner une seconde impulsion au marteau à cause des oscillations de la touche, sa raideur a donc été diminuée.

**Réglages :** Les différentes positions des pièces servant au réglage ont fait l'objet de modifications diverses. Étant donné que plus d'expériences centrées sur ces réglages n'ont pas pu être réalisées, ces ajustement se sont réalisés petit à petit tout au long de l'implémentation du modèle. L'interdépendance de ces réglages rend l'ajustement de ceux-ci bien plus compliqué dans le modèle par rapport à la réalité.

**Amortissement :** Dans un système multicorps comme celui-ci fonctionnant à haute vitesse, la présence d'amortissement dans ses différents contacts est primordial. Nous pensons donc que la caractérisation et la mesure de ces amortissements est nécessaire permettre le bon fonctionnement de son modèle.

# Conclusion

L'objectif principal de ce mémoire était d'améliorer l'ancien modèle multicorps de la mécanique de touche de piano. Pour cela, nous avons définis les différents corps et articulation composant le mécanisme. Nous avons ensuite défini les différents contact ainsi que leur géométrie. Par la suite, de nombreuses expériences permettant de caractériser les différents contact ont été menées. Les différentes lois de comportement des forces de contact ont été choisies sur base de ses expériences. Ensuite, le comportement des ressorts ainsi que le frottement articulaire ont été caractérisés. Enfin, différentes expériences de validation ont été menées pour pouvoir s'assurer de la validité de ces différentes caractérisations.

Au regard des résultats de validation du modèle actuel, plusieurs différences notables sont apparues. Ces différences ont mis en lumière l'impact important des différents réglages de la mécanique sur son fonctionnement. Malgré plusieurs tentatives de réglage, le fonctionnement de la mécanique est extrêmement sensible. En conséquence, nous pensons que la façon dont ces réglages sont modélisés doivent permettre une modification aisée de ceux-ci. Grâce à cela, la méthode de réglage par recherche dichotomique développé par S. Timmermans pourrait être optimisée pour en faciliter la convergence.

Par sa complexité et ses vitesses de fonctionnement importantes, nous pensons qu'une attention particulière doit être apporté à ses réglages. De plus, l'amortissement des différents contacts est un élément qui n'a pas été énormément exploré durant la caractérisation expérimentale de ce mémoire. C'est pourquoi, c'est définitivement un élément important à améliorer dans le modèle actuel.

Ainsi, le développement de ce modèle ne s'arrête pas une fois les différentes pistes d'amélioration ci-avant explorées. Par la suite, celui-ci pourra être complexifié. Soit en prenant en compte la flexibilité de ses différents éléments. Soit en optimisant le temps de calcul de celui-ci afin que le modèle multicorps serve son objectif premier, simuler le comportement d'une mécanique de touche de piano en temps réel.

# Bibliographie

- [1] Institut français d'opinion PUBLIQUE. Etude Ifop pour piano lab. réalisée auprès d'un échantillon de 2 000 personnes, représentatif de la population française âgée de 18 ans et plus. La représentativité de l'échantillon a été assurée par la méthode des quotas (sexe, âge, profession de la personne interrogée) après stratification par région et catégorie d'agglomération. Les interviews ont été réalisées par questionnaire auto administré en ligne du 27 avril au 3 mai 2017. URL : [https://www.ifop.com/wp-content/uploads/2018/03/3795-1-study\\_file.pdf](https://www.ifop.com/wp-content/uploads/2018/03/3795-1-study_file.pdf).
- [2] *A Haptic Piano Keyboard Based on a Real-Time Multibody Model of the Action*. 26th international Congress on Sound and Vibration. Lisboa, Portugal,
- [3] Baudouin BOKIAU et al. "Modélisation de la mécanique de frappe à double échappement du piano à queue". Ecole polytechnique de Louvain, Université catholique de Louvain, 2011.
- [4] Les cordes PINCÉES. *Le clavecin*. Accédé le : 28-05-2020. URL : <http://decouvrir.la.musique.online.fr/clavecin.html>.
- [5] Anders THORIN. "Non-smooth model of the grand piano action. Mechanics of the solides [physics.classph].pastel-00939493". English. Thèse de doct. 2013.
- [6] J. DRÉO. *Fonctionnement d'un sautereau de clavecin*. Accédé le : 28-05-2020. URL : <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=879219>.
- [7] O. GROVES. *The Evolution Of The Modern Piano (Facts, Photos and Timeline)*. Accédé le : 30-05-2020. URL : <https://www.lindebladpiano.com/blog/history-of-the-piano>.
- [8] E. M. RIPIN et AL. *Pianoforte [piano]*. January 2001, p. 1-68. ISBN : 9781561592630. URL : <https://www-oxfordmusiconline-com.proxy.bib.ucl.ac.be:2443/grovemusic/view/10.1093/gmo/9781561592630.001.0001/omo-9781561592630-e-0000021631?rskey=rZvzag>.
- [9] E. CLOSSON. *Histoire du piano*. Éditions universitaires, Bruxelles. 1944.
- [10] Fisette PAUL et Samin J.C. *Multibody system dynamics (cours)*.
- [11] URL : <https://www.robotran.be/>.
- [12] François. LEROY et Paul FISETTE. "Mécanique de frappe d'un piano droit : caractérisation expérimentale et implémentation de son modèle dynamiques". Mémoire. Ecole polytechnique de Louvain, Université catholique de Louvain, 2019.
- [13] M. C. HIRSCHKORN. "Dynamic modeling and experimental testing of a piano action mechanism". In : *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 1.1 (2006), p. 47-55. ISSN : 15551423. DOI : 10.1115/1.1951782.

- [14] Hirschorn M. C. “Dynamic Model of a Piano Action Mechanism”. PhD thesis. University of Waterloo, Ontario, Canada, 2004.
- [15] W. STAMM. “Compressional Behaviour of Felts, Diploma thesis, University of Karlsruhe, Germany”. In : (2004).
- [16] Ramin MASOUDI, Stephen BIRKETT et John MCPHEE. “A Mechanistic Multibody Model for Simulating the Dynamics of a Vertical Piano Action”. In : *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 9.3 (fév. 2014). ISSN : 1555-1415. DOI : 10.1115/1.4026157. URL : <https://doi.org/10.1115/1.4026157>.

# Annexe A

## Caractérisitique des corps

### A.1 Inertie des corps

Pièce	Expérimentale	Solidworks	Ancien modèle	Commentaire
Touche + attrape	$2.110619 * 10^6$		$2.129592 * 10^6$	sans axe, avec pilote
Chevalet + ressort	10784.07		3877.36	sans axe/avec 3 axes
Bâton	777.9787	767.778	1001.96	avec butée
Levier	4324.029	4168.425	3877.36	avec butée
Marteau	31863.32	30127.344	34420.9	?="marteau tige"
Étouffoir Haut	/	/	120000	ancien une seule pièce /
Étouffoir Bas	5943.672		/	sans axe

TABLE A.1 – Inerties des pièces [ $g * mm^2$ ] (axe perpendiculaire au plan du mécanisme)

### A.2 Masses

Pièce	Masse [g]	Ancien modèle	Commentaire
Touche + attrape	87.59	84.81	sans axe, avec pilote
Pilote de touche	6.76	/	
Attrape	1.59	/	partie en bois/feutre/cuir
Chevalet + ressort	11.56/11.89	11.89	sans axe/avec 3 axes
Bâton	2.32	2.66	avec butée
Levier	3.53	3.75	avec butée
Marteau	16.69	15.49	
Étouffoir Haut	22.17/22.28	49	sans axe/avec 1 axe , (1 seule pièce)
Étouffoir Bas	28.92	/	sans axe
Vis de butée	0.43	/	/
Butée	0.29	/	partie en bois/feutre

TABLE A.2 – Masses des pièces (axe = 0.11 [g])

### A.3 Centre de masse

Pièce	Expérimentale	Solidworks	Ancien modèle
Touche+attrape+pilote	(12.892, 16.2)	(22.579, 14.088)	(87.5, 17.84)
Chevalet + ressort	(53.47, -2.19)	(49.196,-3.228)	(53.2,-0.73)
Bâton + butée	(1.429, 18.77)	(1.061, 18.463)	(2.32, 16.38)
Levier + butée	(3.423, -1.611)	(4.52, -1.598)	(5.3, -0.73)
Marteau	(-109.8, 19.64)	(-109.426, 20.575)	(-109.25, 17)
Étouffoir Bas	(35.83, -7.259)	/	(56.1, -10) 2 en 1

TABLE A.3 – Vecteur Centre de masse (x,y,z) (droite,rentrant,haut) [m]

# Annexe B

## Point d'ancrage des corps

### B.1 Bâti :

Élément	Point MBSysPaD	coordonnées SW (x,z) [mm]
Feutre gauche (link L = 100)	LG	(-193.5, -56.2)
Feutre droit (link L = 100)	LD	(238.9, -50)
Axe Étouffoir	ET_Base	(-325, 36)
Axe chevalet	CG	(-191, 59)
Axe marteau	TM	(-99, 122)
Corde	CO	(0, 178)
Vis de chute (Link L = 100)	VC	(-94.4, 115.2+50=165.2)
Bouton d'échappement	BE	(-67.5, 70.1)
(Butee marteau)	/	(-198.745, 78.456)

TABLE B.1 – Points d'ancrage du bâti

### B.2 Touche :

Élément	Point MBSysPaD	coordonnées SW (x,z) [mm]
Feutre gauche (link L = 100)	TG	(-193.5, 50)
Feutre droit (link L = 100)	TD	(238.9, 50)
Étouffoir (L = 100)	ET_Touche	(-240.5, -21.8)
Attrape	TA	(-228.7, 60.9)
Pilote	TP	(-129.5, 22.6)
Masse	Masse point	(238.9, 22.5)
Doigt	Doigt	(238.9, 22.5)

TABLE B.2 – Points d'ancrage de la touche

### B.3 Pilote :

Élément	Point MBsysPaD	coordonnées SW (x,z) [mm]
Chevalet (cercle r = 18.939)		(0, 0)

TABLE B.3 – Points d’ancrage du pilote

## B.4 Attrape :

Élément	Point MBsysPaD	coordonnées SW (x,z) [mm]
Marteau	AT	(5.1, 19.9)
R2 driven du corps	/	-0.27483 [rad]

TABLE B.4 – Points d’ancrage de l’attrape

## B.5 Chevalet :

Élément	Point MBsysPaD	coordonnées SW (x,z) [mm]
Butée levier de répétition (link L = 100)	CG	(15.7, 2-50=-48)
Axe levier de répétition	CS	(46.9, 26.9)
Butée bâton d’échappement (link L = 100)	BV	(74.6-47.7 = 26.9, 16.9-14.9 = 2)
Axe bâton d’échappement	BE	(96.5, -3.1)
Pilote (cercle r = 17.445)	CI	(60.6, -5.3)

TABLE B.5 – Points d’ancrage du chevalet

## B.6 Bâton d’échappement :

hypothèse link parallèle a la direction x

Élément	Point MBsysPaD	coordonnées SW (x,z) [mm]
Butée (link L = 100)	VE	(-15+50=35, 26.7)
Bourrelet marteau (cercle r = 0.5)	EC_EV_EH	(-1.6, 49)
Bouton d’échappement (cercle r = 2.331)	EI	(23.7, -5.9)

TABLE B.6 – Points d’ancrage du bâton d’échappement

## B.7 Levier de répétition :

Élément	Point MBsysPaD	coordonnées SW (x,z) [mm]
Butee (link L = 100)	PR	(-19.7, 34.8)
Bourrelet marteau	RM	(36.7, 3.1)
Vis de chute (link L = 100 )	RS	(37, -44.9)

TABLE B.7 – Points d’ancrage du levier de répétition

## B.8 Marteau :

Élément	Point MBsysPaD	coordonnées SW (x,z) [mm]
Corde (Cercle r = 16.685)	MC	(-126.9, 38.4)
Attrape (Cercle r = 22.4667)	MA	(-111.7, -14.5)
Bâton d'échappement partie gauche (Cercle r = 5.16)	R4	(-17.5, -7.7)
Bâton d'échappement coin et dessus (Cercle r = 5.16)	R1_R1_R3	(-17.5, -7.7)

TABLE B.8 – Points d'ancrage du marteau

## B.9 Étouffoir :

Élément	Point MBsysPaD	coordonnées SW (x,z) [mm]
Touche (link L = 100)	Point_etouf	$(87-50*\sin(0.10) = 82, -7.6+50*\cos(0.10)=42.1)$

TABLE B.9 – Points d'ancrage de l'étouffoir

# Annexe C

## Raideur des ressort

### C.1 Levier de répétition

Postition de départ	Position maximale
-21.92°	-7.13°
-0.3826 [rad]	-0.1244 [rad]

TABLE C.1 – gamme de position levier de répétition

	Ancien	Nouveau
$C =$	$-D * \omega - K * (\theta - \theta_0)$	$a * (\theta - \theta_0) + b$
	$D = 0.01$	$a = 0.11174$
	$K = 0.24$	$b = 0.0551$
	$\theta_0 = -0.35$	$\theta_0 = -0.38$

TABLE C.2 – Polynômes caractéristique du ressort levier

### C.2 Bâton d'échappement

Postition de départ	Position maximale
-17.29°	-9.925°
-0.302 [rad]	-0.1732 [rad]

TABLE C.3 – gamme de position bâton d'échappement

	Ancien	Nouveau
$C =$	$-D * \omega - K * L^2 * (\theta - \theta_0)$	$a * (\theta - \theta_0)^3 + b * (\theta - \theta_0)^2 + c * (\theta - \theta_0) + d$
	$\theta_0 = -0.35 [rad]$	$\theta_0 = -0.302 [rad]$
	$D = 0.01$	$a = 0.2734$
	$K = 0.24$	$b = -0.1491$
	$L = 0.037$	$c = 0.0256$
		$d = 0.004$

TABLE C.4 – Polynômes caractéristique du ressort bâton

# Annexe D

## Forces de Contact

### D.1 Forces normales

L'erreur est calculé comme suit :

$$e(z) = \frac{|F_n(z) - f_{fit}(z)|}{|F_n(z)|}$$

cette erreur est ensuite moyenné sur toute la plage de pénétration de l'expérience, les différentes valeurs de ces erreurs pour les contacts testé sont visible dans le tableau D.1. Avec P3 et P4

No.	erreur moy. P3 [%]	erreur moy. P4 [%]	erreur moy. Masoudi [%]
1	100.55	23.73	5.58
2	6.50	5.53	6.47
3	5.77	6.48	5.93
4	44.40	38.03	45.42
5	83.83	16.50	47.25
6	180.11	161.97	74.65
7	8.62	6.87	11.62
8	39.85	20.44	10.26
10.1	14.28	2.94	8.95
10.2	9.83	6.40	5.44
11	6.44	6.15	7.18
12	86.31	39.56	13.10
13	10.32	2.37	10.64

TABLE D.1 – Erreur moyenne en pourcentage en fonction de la loi de comportement utilisé pour  $f_{fit}(z)$

respectivement, les polynômes de degré 3 et 4. En rouge y est visible l'erreur minimale, une valeur signifie que ce modèle à été finalement utilisé pour assurer le bon fonctionnement du modèle. Les numéros correspondes à ceux de la Figure 2.7. Les contact 10.1 et 10.2 correspondent respectivement aux configuration cercle - droite horizontale et cercle - cercle du contact entre le bâton d'échappement et le marteau.

Le tableau ci-dessous présente les différents coefficients des lois de comportement utilisées dans le modèle, ces lois sont également rappelé ci-après :

— Le modèle de Masoudi :

$$f_{fit}(z) = aze^{bz} + cz \quad (\text{D.1.1})$$

No.	Modèle	a	b	c	d
1	Masoudi	2296.89	960.81	-539.12	/
2	Maousi	146 605.45	188.83	-143 477.59	/
3	P3	9 822 535 623.65	543 748.27	6150.49	/
4	P3	19 847 404 855.39	26 527 080.24	-430.41	/
5	P4	3 364 160 052 271.64	-1 730 639 628.26	631 147.80	359.90
6	Masoudi	0.03	7309.69	4170.93	/
7	P4	238 456 270 331.35	6 588 784 152.17	-3 833 425.17	5276.04
8	Masoudi	83.18	3374.67	1044.41	/
10.1	Masoudi	1300.64	2282.48	6729.56	/
10.2	P4	39 033 859 573 028.70	-56 982 809 582.57	44 769 887.08	4723.41
11	P4	-5 267 709 716 397.86	22 617 208 703.38	-1 969 359.70	7184.08
12	Masoudi	112.41	2511.77	3321.96	/
13	P4	-5 061 718 590 525.99	18 789 522 943.70	9 187 206.40	4459.63

TABLE D.2 – Coefficient des lois de comportement utilisées pour  $f_{fit}(z)$  pour les différents contacts

— Le polynôme de degré 3 (P3) :

$$f_{fit}(z) = az^3 + bz^2 + cz \quad (D.1.2)$$

— Le polynôme de degré a (P4) :

$$f_{fit}(z) = az^4 + bz^3 + cz^2 + dz \quad (D.1.3)$$

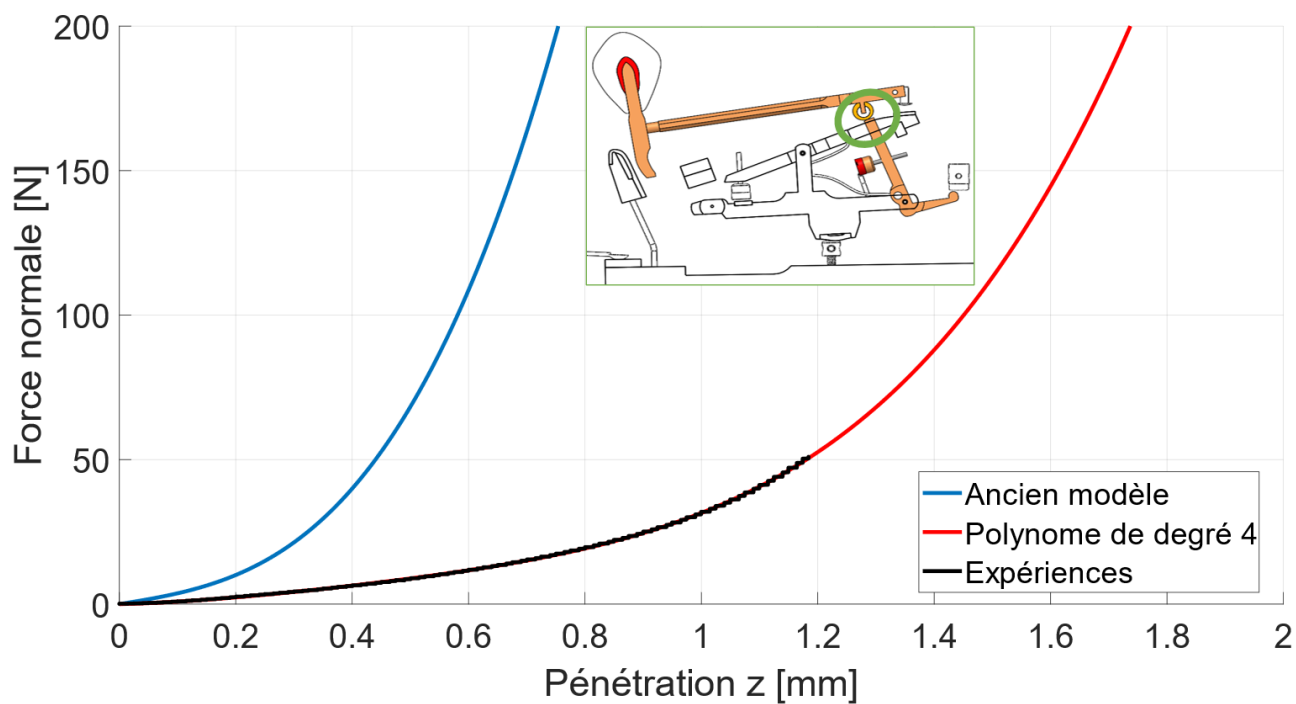


FIGURE D.1 – Contact entre la partie horizontale du bâton d'échappement et le rouleau du marteau

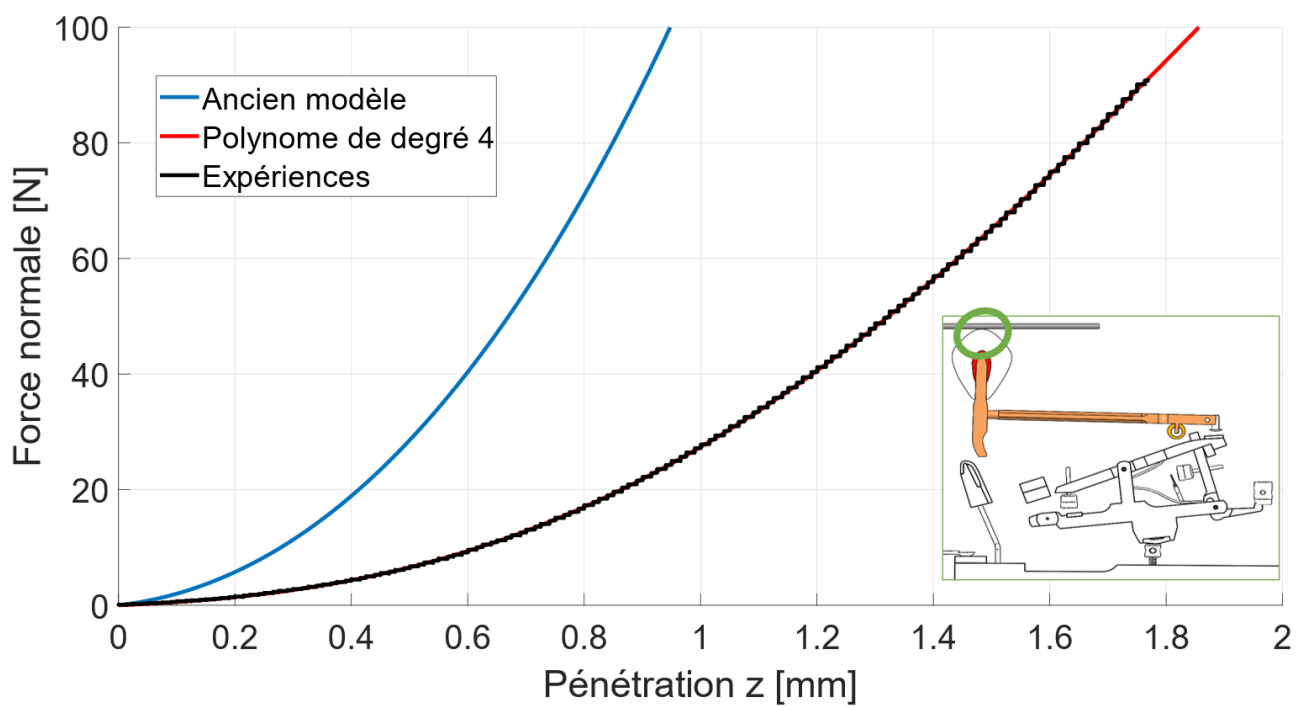


FIGURE D.2 – Contact entre le marteau et la corde

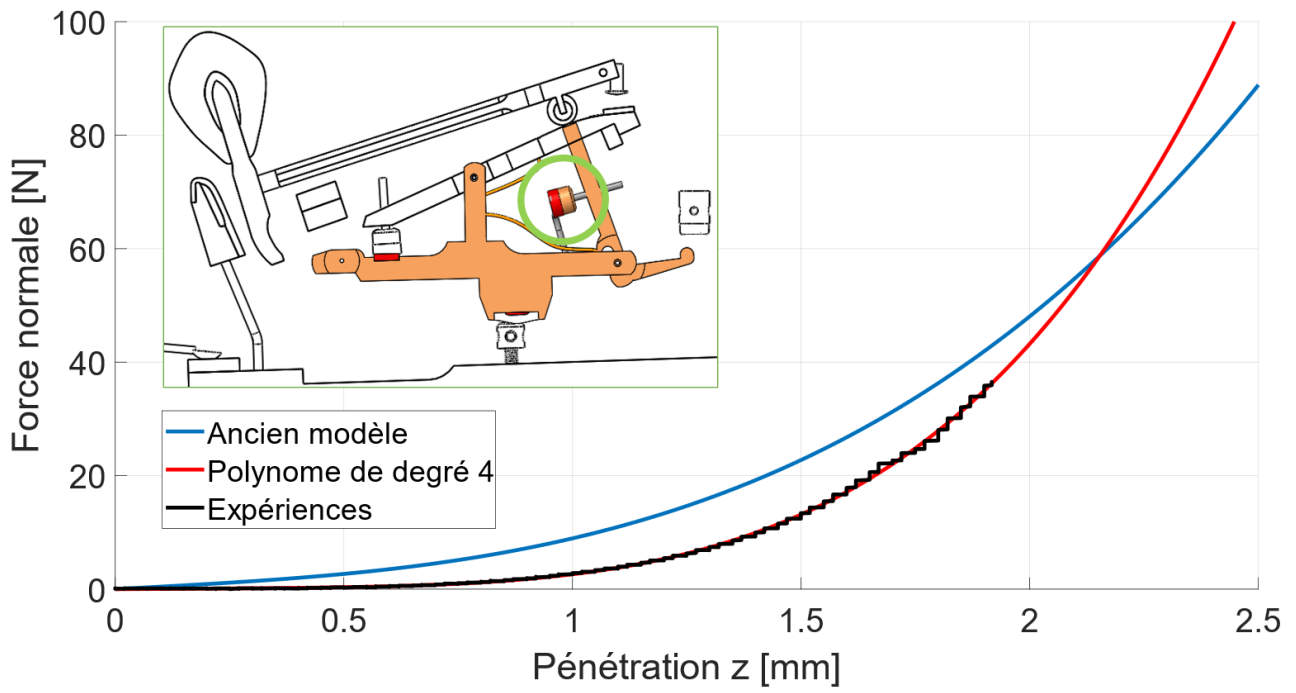


FIGURE D.3 – Contact entre la butée du bâton d'échappement et la cuillère du chevalet

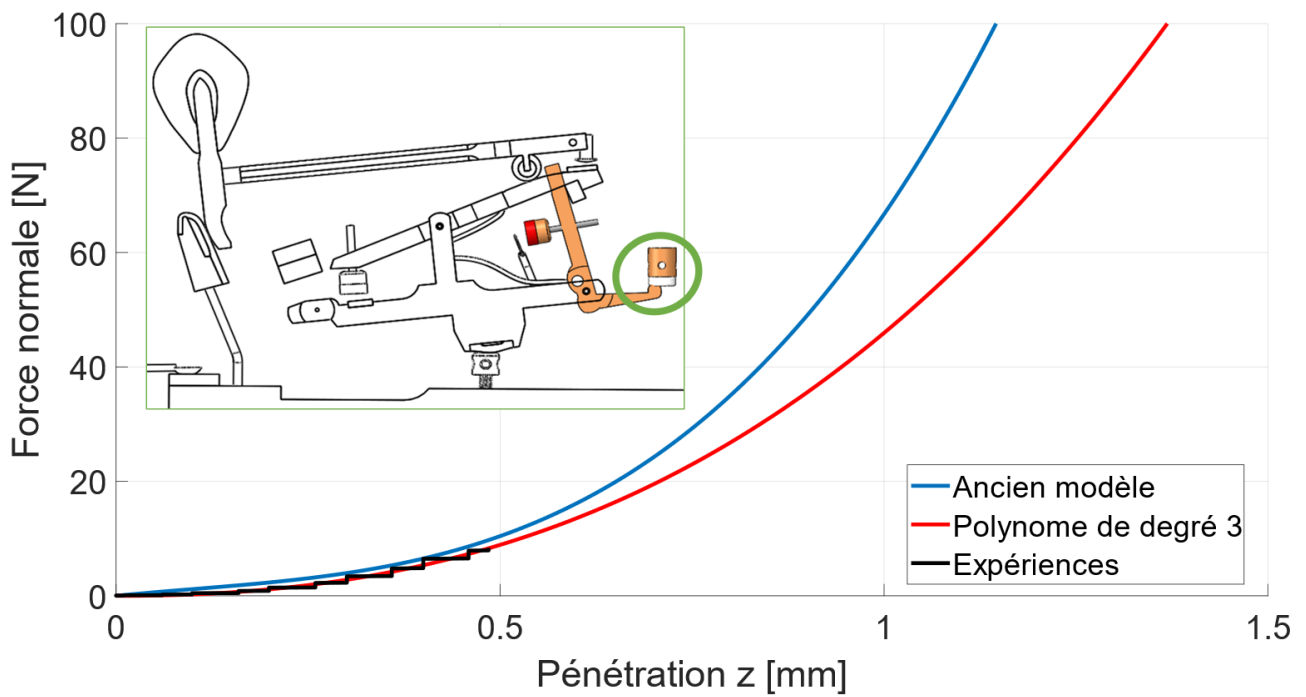


FIGURE D.4 – Contact entre le bâton et le bouton d'échappement

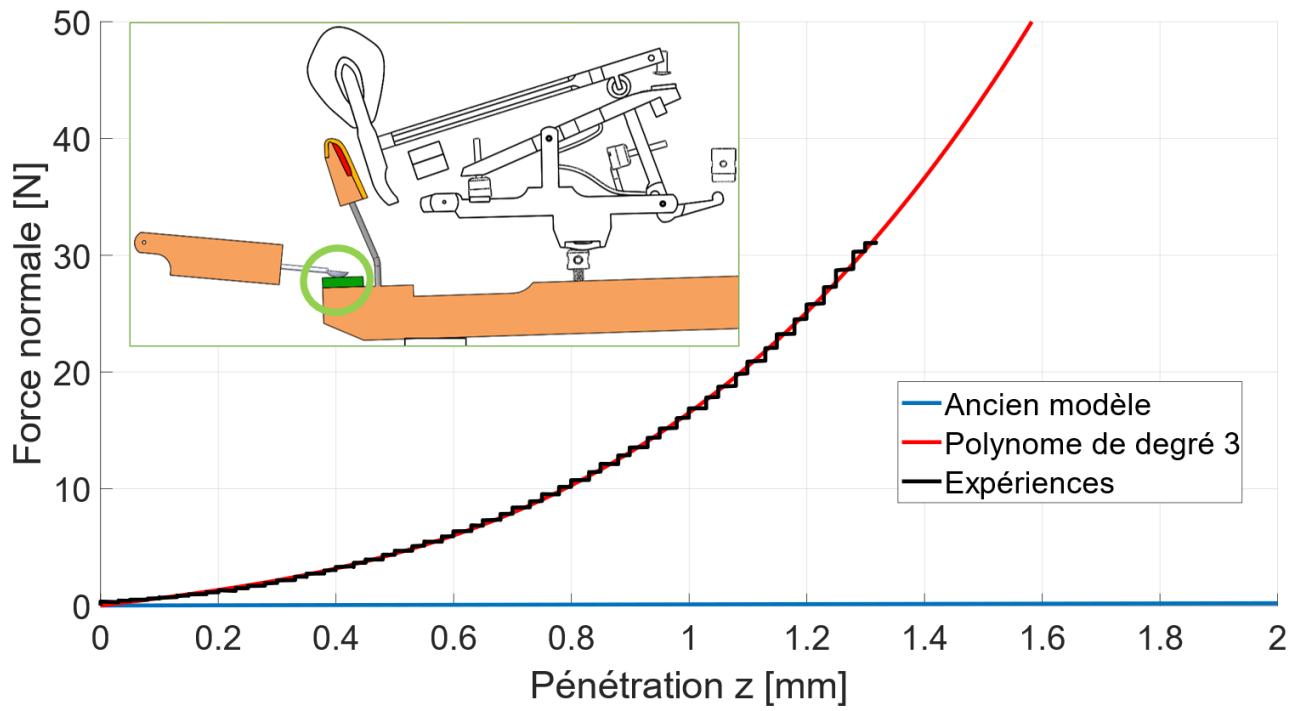


FIGURE D.5 – Contact entre l'étauoir et le feutre de la touche

## D.2 Forces tangentielle

Pour rappel, le profil du coefficient de frottement :

$$\mu(\dot{x}) = A \left( \tanh \left( \frac{\dot{x}}{v_s} \right) + \frac{B_1 \frac{\dot{x}}{v_s}}{1 + B_2 \left( \frac{\dot{x}}{v_s} \right)^4} \right)$$

Contact No.	A	$B_1$	$B_2$
2	0.17	0.73	1.00
4	0.36	0.65	1.00
7	0.62	1.61	1.00
10.2	0.02	2.62	1.00
11	0.20	0.95	1.00

TABLE D.3 – Coefficient de l'équation des différents contacts

**UNIVERSITÉ CATHOLIQUE DE LOUVAIN**  
École polytechnique de Louvain

Rue Archimède, 1 bte L6.11.01, 1348 Louvain-la-Neuve, Belgique | [www.uclouvain.be/epl](http://www.uclouvain.be/epl)