



HAL
open science

Contribution à la modélisation du comportement dynamique du système de production composé de la machine et de ses outillages durant la phase de mise en forme. Application aux machines pilotées en énergie: de la presse à vis au pilon contre-frappe

Jean-François Mull

► **To cite this version:**

Jean-François Mull. Contribution à la modélisation du comportement dynamique du système de production composé de la machine et de ses outillages durant la phase de mise en forme. Application aux machines pilotées en énergie: de la presse à vis au pilon contre-frappe. Génie mécanique [physics.class-ph]. HESAM Université, 2020. Français. NNT : 2020HESAE057 . tel-03128455

HAL Id: tel-03128455

<https://pastel.hal.science/tel-03128455>

Submitted on 2 Feb 2021

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

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

ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES DES MÉTIERS DE L'INGÉNIEUR
Laboratoire LCFC– Campus de Metz

THÈSE

présentée par : **Jean-François MULL**

soutenue le : **01 décembre 2020**

pour obtenir le grade de : **Docteur d'HESAM Université**

préparée à : **École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers**

Spécialité : **Procédés de fabrication - Génie mécanique**

**Contribution à la modélisation du comportement
dynamique du système de production composé de la
machine et de ses outillages durant la phase de mise en
forme. Application aux machines pilotées en énergie :
de la presse à vis au pilon contre-frappe**

THÈSE dirigée par :

Monsieur BIGOT Régis

et co-encadrée par :

Monsieur BAUDOUIN Cyrille et Madame DURAND Camille

Jury

M. Pierre-Olivier BOUCHARD, Professeur des Universités, CEMEF, Mine ParisTech

M. Olivier DALVERNY, Professeur des Universités, M2SP, ENIT Tarbes

M. Emmanuel FOLTETE, Professeur des Universités, FEMTO-ST, ENSMM

M. Wolfgang SEEMANN, Professeur des Universités, IMT, KIT Karlsruhe

M. Cyrille BAUDOUIN, Maître de conférences, LCFC, ENSAM

Mme Camille DURAND, Maître de conférences, LCFC, ENSAM

M. Régis BIGOT, Professeur des Universités, LCFC, ENSAM

Président

Rapporteur

Rapporteur

Examineur

Examineur

Examinatrice

Examineur

**T
H
È
S
E**

Remerciement

Je tiens d'abord à remercier l'ensemble des membres du jury pour leur participation à l'évaluation de mes travaux de thèse, ainsi que pour leurs remarques pertinentes et constructives. Je remercie Pierre-Olivier BOUCHARD de m'avoir fait l'honneur de présider le jury lors de ma soutenance. Je remercie également Olivier DALVERNY et Emmanuel FOLTETE pour leur lecture méticuleuse du manuscrit en tant que rapporteurs. Je tiens aussi à remercier Wolfgang SEEMANN pour son examen attentif de mon travail de thèse.

Je tiens ensuite à remercier mon directeur de thèse, Régis BIGOT, pour m'avoir confié ce projet de recherche. Grâce à ses conseils et ses remarques (toujours très imaginés !), j'ai beaucoup appris sur l'univers de la forge et progressé scientifiquement. Je remercie aussi Cyrille BAUDOIN et Camille DURAND pour m'avoir encadré durant ces travaux. Vous avez été tous les deux d'un grand soutien lors de chaque instant de la thèse. Je suis très heureux d'avoir pu travailler avec vous !

Je souhaite également remercier toutes les équipes de Manoir Industries, partenaire industriel de la thèse, pour leur soutien. En particulier, je remercie Stéphane BEINSTINGEL, Marc BORSENERGER, Olivier GYSS et Jean-Michel LACOURT de Manoir Industries Bouzonville, pour leur aide et leurs conseils.

Je remercie également Tudor BALAN, Laurent LANGLOIS, Eric BECKER, Lazhar HOMRI, Alain ETIENNE et Jean-Yves DANTAN de l'ENSAM, pour leur contribution dans l'avancée de ces travaux et pour leur bonne humeur contagieuse, directement livrée en B152 ou en salle de convivialité !

Je remercie aussi tous mes collègues et amis d'AMVALOR. Merci Sandra pour ta bonne humeur et ton soutien. Toujours là pour les petits problèmes et les grands moments, je suis très content de pouvoir continuer de travailler avec toi ! Florian, je te remercie de toujours m'avoir soutenu dans mon projet parallèle de culture marine et surtout d'avoir supporté les fous-rires dans le bureau de Corentin lors de mes (nombreuses) visites à l'ADEPA... Damien et Josselin, je vous remercie pour votre aide très précieuse pour la mise en place des essais à Metz, à Bouzonville ou à Chaumont. Je garderai un super souvenir de notre escapade en Haute-Marne, notamment de l'Egyptien ! Ludovic, merci d'avoir été là pour caler des courbes ou frapper du cuivre ! Je te remercie aussi pour tous ces moments de rigolade, même si je n'oublie pas que tu m'as laissé tomber dans le guet-apens de tes oncles...

Je tiens aussi à remercier toute l'équipe de l'atelier de forge de l'ENSAM, pour leur accompagnement et leur soutien dans la préparation et la réalisation des essais. Stéphane et Sylvio, je vous remercie pour votre aide dans mon activité de conception de platines... Je te remercie Daniel de ne pas avoir explosé le PC de traitement lors du dépouillement des vidéos de la caméra rapide... Alex, merci pour ton accueil à mon arrivée et ta bonne humeur en toutes circonstances. Je souhaite aussi remercier ta grand-mère pour m'avoir offert sa machine à laver ! Sébastien, je tiens à te remercier pour ton parfait jeu d'acteur dans la mise en scène des derniers coups de marteau de la thèse !

Je n'oublie pas de remercier les autres doctorants du labo. Corentin, on aura survécu à ces trois années tous les deux, certainement immunisés par les totems de Fadik ! Merci d'avoir été là dans cette aventure. J'espère que nous pourrons continuer de contribuer au guide Michelin ensemble de Paris à Porto-Vecchio... Merci Fadik pour les très grands moments de rigolade et

les conversations plus sérieuses au sujet de Stabilo, de vis et de ressorts au bureau... Je te remercie aussi pour ton aide dans l'introduction des machines à café !! Arthur, merci de m'avoir expliqué comment faire une vraie fondue de franc-comtois ! Je te remercie surtout pour ta bonne humeur et ton soutien de chaque instant, courage pour la fin de ta thèse !! Je remercie également tous les autres doctorants ou maintenant docteurs, avec qui j'ai passé de très bons moments au bureau, au café et à l'Irish... : Clément, Fares, Gabriel, Nathan, Simon, Victor, YanGfeng et Zeya !

J'achève ces quelques lignes en remerciant mes proches : j'exprime toute ma gratitude à mes parents et mes deux petites sœurs qui ont toujours été à mes côtés dans tous mes projets. C'est sans conteste grâce à votre soutien que j'ai pu en arriver là aujourd'hui, merci ! Enfin, si j'ai pu atteindre le bout de cette aventure, c'est bien grâce à ma chérie, Marilyn. Sans tes encouragements et ton soutien, rien n'aurait été possible. Merci d'avoir été présente et de m'avoir supporté pendant ces trois années, en particulier durant la rédaction !

Merci à tous !

JF, janvier 2021

Table des matières

Introduction générale	9
Chapitre I : Etat de l'art sur l'influence de la machine et des outillages lors du processus de forgeage.....	12
1. Introduction	12
2. Mise en forme et technologies associées.....	12
2.1 Le procédé de mise en forme	12
2.2 Les technologies de mise en forme et leurs caractéristiques.....	14
2.3 Synthèse	21
3. Comportement mécanique des machines de forgeage	21
3.1 Réponse élastique en trois dimensions d'une machine de forgeage	22
3.2 Prise en compte des jeux	22
3.3 Discrétisation de la machine	23
3.4 Synthèse	27
4. Accélération des éléments en mouvement dans la machine	27
4.1 Modélisation de l'accélération des éléments en mouvement	27
4.2 Observations expérimentales du déplacement des éléments en mouvement	28
4.3 Synthèse	30
5. Phénomènes acoustiques durant le procédé de forgeage.....	30
5.1 Sources d'émission d'ondes sonores.....	30
5.2 Synthèse	32
6. Prise en compte des effets dynamiques dans la modélisation des machines de forgeage	32
6.1 Physique d'un système dynamique	32
6.2 Modélisation du comportement d'une machine de forgeage comme système oscillant amorti.....	35
6.3 Modèles éléments-finis et hybrides.....	42
6.4 Synthèse	45
7. Méthodes d'identification paramétrique	45
7.1 Sollicitation de la machine avec des dispositifs externes.....	45
7.2 Exploitation d'une frappe pour générer les efforts.....	46
7.3 Détermination des raideurs grâce à la simulation éléments-finis.....	48
7.4 Synthèse	49
8. Conclusion.....	50

Chapitre II : Méthodologie de modélisation du comportement dynamique des machines de forgeage pilotées en énergie pendant la mise en forme53

1. Introduction	53
2. Présentation de la méthodologie et illustration sur un cas d'étude	55
2.1 Analyse spectrale du signal d'effort.....	55
2.2 Mise en équation du modèle Billette-Interface-Machine (BIM).....	57
2.3 Identification des paramètres du modèle du comportement de la machine et des outillages	62
3. Exploitation du modèle	65
3.1 Analyse de la robustesse du modèle et de l'identification des paramètres	65
3.2 Prédicativité du modèle.....	80
3.3 Détermination de la distribution énergétique et de l'efficacité du procédé	82
4. Conclusion.....	85

Chapitre III : Outils de modélisation et méthode expérimentale87

1. Introduction	87
2. Outils de modélisation du comportement du lopin et de l'interface	88
2.1 Calcul analytique des efforts de forgeage	88
2.2 Calcul des efforts de forgeage par la méthode des éléments-finis	91
2.3 Synthèse	95
3. Détermination expérimentale des paramètres opératoires et des grandeurs caractéristiques de forgeage	96
3.1 Suivi du déplacement des éléments en mouvement.....	96
3.2 Détermination d'une vitesse d'impact à partir d'un signal de déplacement	102
3.3 Identification des phénomènes de frottement.....	110
3.4 Mesure de l'effort lors du forgeage.....	114
3.5 Synthèse	121
4. Conclusion.....	122

Chapitre IV : Evaluation de la prédictivité des modèles et validation de la généricité de la méthodologie : Application à plusieurs cas d'étude124

1. Introduction	124
2. Validation du modèle BIM pour des frappes multiples sur lopins en acier et en aluminium : Mise en œuvre sur pilon simple-effet	125

2.1 Définition du modèle et identification des paramètres.....	125
2.2 Prédicativité du modèle.....	133
2.3 Exploitation du modèle BIM pour la détermination de l'efficacité et de la distribution énergétique.....	142
2.4 Synthèse	143
3. Identification d'un modèle lors d'une frappe outil contre outil et couplage faible du modèle BIM avec un modèle éléments-finis : Mise en œuvre sur presse à vis.....	144
3.1 Définition du modèle et identification des paramètres.....	144
3.2 Prédicativité du modèle.....	153
3.3 Exploitation du modèle BIM pour la détermination de l'efficacité et de la distribution de l'énergie à la fin du forgeage	164
3.4 Synthèse	165
4. Exploitation du couplage faible pour l'identification des paramètres du modèle BIM sans instrumentation en effort : Mise en œuvre sur pilon contre-frappe.....	166
4.1 Définition du modèle et identification des paramètres.....	166
4.2 Prédicativité du modèle.....	178
4.3 Exploitation du modèle BIM pour la détermination de la distribution de l'énergie introduite et consommée	182
4.4 Synthèse	184
5. Conclusion.....	184
Conclusion générale	186
Perspectives.....	188
Références	191
Annexes	199

Introduction générale

L'enjeu lors du forgeage est d'obtenir un produit fini aux dimensions souhaitées avec une qualité métallurgique contrôlée. Pour cela, il est nécessaire de maîtriser le chemin thermomécanique subi par la pièce qui correspond aux cycles thermiques, aux déformations et aux vitesses de déformation appliqués au matériau. La simulation numérique est un outil largement utilisé pour prédire ce chemin thermomécanique en fonction des paramètres opératoires. Pour développer le modèle numérique d'une opération de forgeage, il est nécessaire de modéliser le comportement : du lopin en fonction de ses géométries initiales et finales ainsi que de la rhéologie du matériau ; de l'interface entre les outils et le lopin, c'est-à-dire les frottements et les échanges thermiques ; et de la machine. Certains phénomènes peuvent interagir les uns avec les autres ce qui implique encore une complexité supplémentaire. Dans ces travaux, c'est l'influence du comportement de la machine sur le procédé de forgeage qui est étudié, en s'intéressant particulièrement aux machines pilotées en énergie comme les presses à vis et les marteaux pilon. Concernant les autres phénomènes, les conditions expérimentales seront adaptées pour contrôler ou limiter leur impact sur le procédé.

L'utilisation de plus en plus courante de matériaux à hautes performances conduit à de nouveaux enjeux pour l'industrie de la forge. La résistance à la déformation de ces matériaux implique de mettre en œuvre des efforts importants pour les forger, cela conduisant souvent à atteindre les limites de la machine qui n'est plus en mesure de transmettre l'intégralité de l'énergie de la frappe au lopin. Au-delà des efforts importants, les très fortes décélérations des éléments en mouvement durant la déformation du lopin provoquent l'activation de phénomènes dynamiques eux aussi à l'origine de pertes énergétiques. Il devient alors nécessaire de quantifier ces pertes, la notion d'efficacité du processus de mise en forme est alors introduite et correspond au quotient de l'énergie transmise au lopin sur l'énergie disponible fournie par la machine. Expérimentalement, l'efficacité est différente selon les conditions opératoires. Les forgerons ont défini plusieurs types de chocs : les chocs mous ou inélastiques et les chocs durs ou élastiques (Altan *et al.* 2005). Les appellations inélastique et élastique seront préférées dans ce manuscrit. Les chocs inélastiques sont caractérisés par des efforts faibles et des temps de forgeage élevés pour une efficacité importante. Par opposition, les chocs élastiques présentent des efforts élevés et une durée brève avec une efficacité faible. Généralement, les chocs inélastiques sont observés pour les premières frappes réalisées sur la pièce, tandis que les chocs élastiques apparaissent après plusieurs coups. Cela témoigne d'une évolution du comportement de la machine coup après coup durant le forgeage de la pièce.

L'instrumentation des moyens de forgeage est un verrou technique, qui a limité la modélisation des machines et la compréhension de leur comportement. Avec l'utilisation de machines pilotées en énergie, comme les marteaux pilons, il est possible d'atteindre des vitesses de déplacement très élevées et de transmettre une grande quantité d'énergie à la pièce pour sa déformation. En particulier, les pilons contre-frappe sont parmi les machines développant les énergies les plus importantes et travaillant aux vitesses les plus élevées de l'ordre de 6 m/s. Du fait des conditions extrêmes, en termes de température, de vitesse d'impact et d'énergie développée, l'instrumentation en effort pendant la frappe n'a pas encore été industrialisée sur ces machines. De plus, bien que des mesures du déplacement des masses en mouvement aient pu être effectuées, les études ne s'intéressent pas à la phase très brève de déformation du lopin. Ainsi, l'instrumentation est toujours un verrou majeur à l'étude des marteaux pilons. C'est pour

cette raison qu'il n'existe actuellement que des modèles théoriques sans liens directs avec la réalité pour représenter le comportement des machines pilotées en énergie.

Les travaux de recherche menés à travers cette thèse visent à modéliser le comportement dynamique des machines de forgeage, afin de considérer à terme, de façon plus rigoureuse, l'influence du comportement des machines sur le procédé. Pour ce faire, l'étude se limite au cas des machines pilotées en énergie, et l'ensemble {machine + outillages} est considéré. De plus, les modèles développés s'attachent à modéliser le comportement de l'ensemble uniquement pendant la phase de frappe. L'objectif est de rendre les simulations plus prédictives et de déterminer avec plus de justesse l'énergie réellement transmise à la pièce durant la frappe. Ainsi, l'évaluation de la faisabilité d'une opération sera améliorée et l'estimation du nombre de coups nécessaires à la réalisation de la pièce finie sera plus proche de la réalité. Ces avancées auront pour conséquence une meilleure connaissance du chemin thermomécanique subi par la pièce dès la simulation. Ce qui contribuera à l'optimisation des gammes de forgeage pour la maîtrise de la microstructure des matériaux et de la qualité des pièces forgées.

Le chapitre I débute par une présentation du procédé de forgeage et des technologies de machines existantes afin d'expliquer leurs différences et leurs similitudes. Toutes les machines décrites sont soumises à des déformations élastiques dues aux efforts de forgeage, les approches permettant de modéliser ces phénomènes sont alors détaillées. Les spécificités des machines pilotées en énergie sont ensuite abordées, à travers l'étude de la phase d'accélération des éléments en mouvement dans la machine et des ondes sonores émises durant le forgeage. Le lien entre ces deux phénomènes et le comportement vibratoire de la machine est évalué. Cela conduit à s'intéresser plus précisément à la modélisation mécanique de la dynamique des machines de forgeage. Enfin, les méthodes proposées par la littérature permettant l'identification des paramètres associés aux modèles sont présentées.

Le chapitre II décrit la méthodologie développée dans le cadre de la thèse étape par étape. En parallèle, la méthode est appliquée sur un cas issu de la littérature, de manière à illustrer la démarche. Cette méthode est basée sur l'analyse d'un signal d'effort, mesuré durant une opération de forgeage, et conduisant à un modèle constitué de masses, de ressorts et d'amortisseurs, dont le nombre de degré de liberté est adapté au comportement vibratoire de la machine. En exploitant ce signal d'effort et la mesure des paramètres opératoires, les paramètres du modèle sont identifiés. Il en résulte une solution « sur-mesure » dont le modèle et les paramètres sont spécifiquement adaptés à la machine et ses outillages. Le modèle obtenu est ensuite exploité. Les approches permettant d'estimer la robustesse du modèle sont présentées. Le caractère prédictif du modèle est évalué en simulant des frappes sur des lopins de géométries différentes. Enfin, grâce au modèle et aux paramètres identifiés, la distribution de l'énergie peut être obtenue en simulation. Ces distributions sont analysées et comparées entre les frappes sur les différents lopins.

Le chapitre III détaille les outils qui ont été choisis pour déployer la méthodologie sur plusieurs cas d'étude. Deux approches, une analytique et une autre numérique, permettant d'exprimer la relation entre les efforts de forgeage et la hauteur du lopin, indispensable à l'application de la méthodologie, sont d'abord présentées. Ce chapitre décrit aussi les protocoles expérimentaux mis en œuvre pour la mesure des paramètres opératoires et des grandeurs caractéristiques de forgeage, eux aussi utilisés pour l'application de la méthodologie générale. Ainsi, les protocoles de mesure sont présentés pour les déplacements et les vitesses à l'impact

des éléments en mouvement dans la machine, pour le coefficient de frottement entre les outils et le lopin, ainsi que pour les efforts de forgeage.

Le chapitre IV passe en revue les applications de la méthode développée, pour la modélisation du comportement de trois machines : un pilon simple-effet, une presse à vis et un pilon contre-frappe. L'objectif est de valider étape par étape le caractère prédictif des modèles dans des configurations opératoires différentes et parvenir à modéliser le comportement d'un pilon contre-frappe. Par ailleurs, la généralité de la méthodologie de modélisation pour les machines pilotées en énergie est mise à l'épreuve, grâce aux différents cas d'étude. En parallèle, les trois modèles sont exploités pour comprendre le processus de consommation de l'énergie durant la mise en forme et quantifier l'efficacité en fonction des conditions de forgeage.

Ce manuscrit s'achève par une conclusion générale revenant sur les revendications scientifiques de la thèse. La méthodologie y est synthétisée et les principaux enseignements tirés des applications de cette méthodologie sont rappelés. Enfin, plusieurs perspectives sont proposées : afin de compléter les études déjà réalisées ou d'étendre les champs d'application des concepts développés.

Chapitre I : Etat de l'art sur l'influence de la machine et des outillages lors du processus de forgeage

1. Introduction

Ce chapitre passe en revue les différentes approches disponibles dans la littérature s'intéressant à l'influence de la machine et de ses outillages sur le procédé de forgeage. Le chapitre débute par une rapide mise en contexte sur le processus de mise en forme, puis continue avec une description des différents types de machines existants. L'étude bibliographique se poursuit par la présentation des méthodes de modélisation du comportement élastique des structures. Les phénomènes dynamiques sont ensuite abordés, pendant la phase qui précède le contact entre le lopin et les outils, et à travers l'émission d'ondes acoustiques. Enfin, les méthodes de modélisation dynamique des phénomènes vibratoires lors de la frappe et les méthodes d'identification des paramètres associés aux modèles sont présentées. La conclusion du chapitre résume l'état des connaissances sur le forgeage et le comportement des machines, afin de démontrer la nécessité du développement d'une méthodologie basée sur une approche expérimentale pour la modélisation du comportement dynamique d'une machine pilotée en énergie.

2. Mise en forme et technologies associées

2.1 Le procédé de mise en forme

La mise en forme consiste en la déformation plastique d'un lopin afin d'en modifier sa géométrie et ses propriétés mécaniques. L'opération est réalisée à l'aide d'outils aux fonctions différentes. Certains outils permettent la réalisation d'opérations élémentaires comme par exemple un refoulement, un étirage ou un cintrage. En estampage, les outils sont très spécialisés, une gravure représente le négatif de la pièce à forger. Le résultat souhaité est obtenu avec un faible gaspillage de matière, en comparaison à l'usinage par exemple, et avec des caractéristiques mécaniques améliorées par les phénomènes d'écrouissage, de fibrage et de corroyage. Du fait des coûts élevés de développement et de réalisation des outillages, le procédé de mise en forme est souvent privilégié pour de grandes séries de production où les frais initiaux sont amortis par le nombre. Il est possible de compléter le procédé par des opérations d'usinage ou de traitement thermique pour obtenir une pièce finie.

La maîtrise du procédé nécessite la connaissance du comportement du matériau utilisé, les conditions à l'interface entre les outils et le lopin ainsi que les caractéristiques du moyen de production. Prédire le résultat d'une opération de forgeage met en jeu des phénomènes multi-physiques, qui font intervenir plusieurs types de modèles décrivant : le matériau, les interfaces et le système de production.

Le produit brut peut être sous différentes formes. Le forgeage massif est caractérisé par un produit brut dont aucune des dimensions ne peut être négligée par rapport aux autres. Au contraire, une dimension du produit peut être négligées devant les autres, dans le cas du formage de tôles par exemple. Il existe une multitude de catégories dont une description détaillée peut être retrouvée dans (Altan *et al.* 2005 : chap. 2.3).

Sur les machines de forge, respectivement pour les presses et les marteaux pilons, le coulisseau ou le marteau désigne l'élément en mouvement. C'est sur cet élément qu'est fixé

l'outil supérieur. Durant la phase d'avancement ou d'accélération, l'élément en mouvement est accéléré dans le sens de la frappe. Le forgeage débute à l'instant où l'outil supérieur entre en contact avec le lopin disposé sur l'outil inférieur et s'achève lorsque la déformation du lopin est terminée. L'outil inférieur est fixé sur un support appelé table dans le cas des presses ou enclume pour les marteaux pilons.

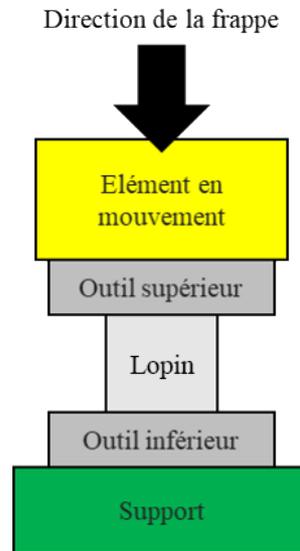


Figure I-1 Schéma d'une opération de forgeage représentant les différents éléments

La structure qui assure la cinématique du coulisseau est appelée le bâti. Il existe deux types de construction pour le bâti d'une machine (Figure I-2) : en col de cygne et en portique. La construction en col de cygne (Figure I-2 a)) laisse un espace autour de la table de la machine, qui facilite l'accessibilité à l'opérateur. Néanmoins, la machine ne présentant qu'un seul plan de symétrie vertical, les efforts de forgeage, durant la mise en forme, engendrent des déformations angulaires de la structure. Ces déformations ont alors pour conséquence un désalignement entre l'outil supérieur et l'outil inférieur, pouvant causer une usure prématurée des outillages et des défauts géométriques sur la pièce forgée. Un bâti en forme de portique (Figure I-2 b)) est constitué d'une base supportant des montants reliés à leurs extrémités par une traverse. Le poste de travail est moins accessible que sur une construction en col de cygne mais les deux plans de symétrie verticaux de la machine assurent une déformation majoritairement verticale de la structure.

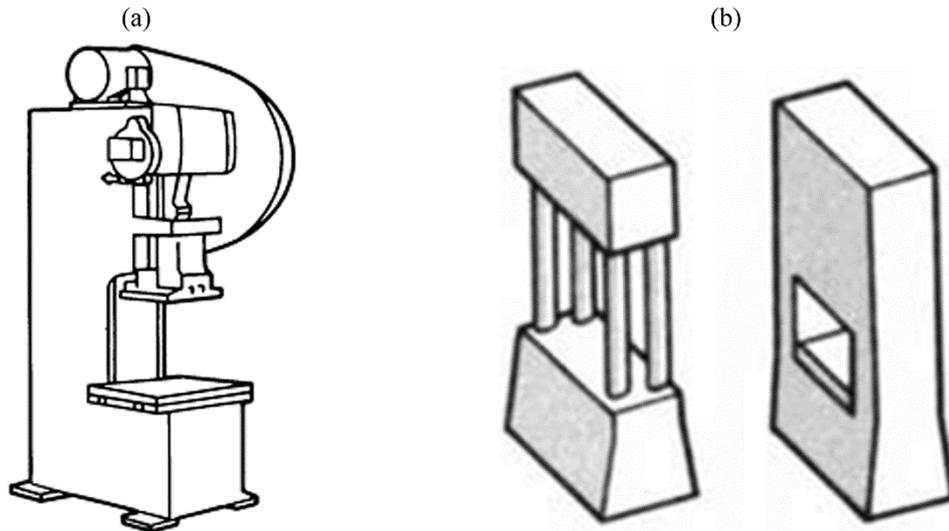


Figure I-2 Bâti en a) col de cygne b) portique pour les machines de forgeage (Davis et al. 1989)

2.2 Les technologies de mise en forme et leurs caractéristiques

Il existe différents types de machines différenciables selon plusieurs critères. Dans cette étude, c'est la grandeur pilotée lors de la frappe qui permet de faire émerger trois catégories de machines : les machines pilotées en effort, les machines pilotées en course et les machines pilotées en énergie. Une présentation du fonctionnement, des avantages et des limitations de chacune de ces catégories est proposée dans les sections qui suivent.

2.2.1 Machines pilotées en effort

Pour les machines de forgeage pilotées en effort, la force maximale applicable lors d'une frappe est fixée et ne peut pas être dépassée durant la frappe. D'un point de vue technologique, ces machines sont majoritairement des presses hydrauliques, et dans une moindre mesure, des presses pneumatiques. Un piston actionne le coulisseau de la presse. Au cours de sa course, l'outil supérieur entre en contact avec la pièce à forger afin de la déformer, l'effort croît alors jusqu'à atteindre l'effort maximal, fixé par l'opérateur. Des cales correctement ajustées peuvent être disposées sur la table de la presse afin d'arrêter la course du coulisseau à une hauteur donnée.

Une fois l'effort maximal atteint, le circuit hydraulique est inversé afin de débiter la remontée du coulisseau. La pression est appliquée sur la surface inférieure du piston ce qui entraîne la mise en mouvement du coulisseau dans le sens inverse de celui de la frappe. Avant l'inversion du circuit hydraulique, l'effort peut aussi être maintenu durant un certain temps sur la pièce forgée. L'effort maximal transmissible par la presse est induit par la surface active du piston et la pression maximale disponible. Un schéma présentant le fonctionnement d'une presse hydraulique est donné en Figure I-3.

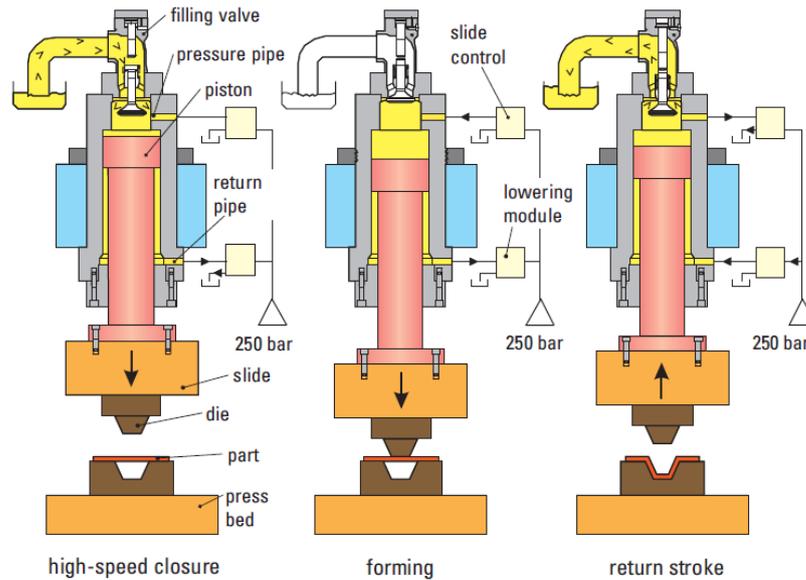


Figure I-3 Schéma du principe de fonctionnement d'une presse hydraulique lors d'un emboutissage (SCHULER GmbH 1998 : chap. 3)

La vitesse de déplacement du coulisseau est lente sur presse hydraulique par rapport aux autres types de machines, et est de l'ordre de 10 à 130 mm/s. Cela limite la cadence et implique des temps de contact élevés entre outils et lopin, pouvant impliquer des échanges thermiques importants et engendrer une rapide usure des outillages. Cependant, les presses hydrauliques présentent l'avantage de garantir une vitesse constante du coulisseau pendant la déformation, ce qui permet de maîtriser l'écoulement de la matière pour des matériaux sensibles à la vitesse de déformation. Pour augmenter la cadence des frappes, la vitesse peut être plus élevée durant la phase d'approche du coulisseau, avant le contact avec le lopin, et pendant la phase de remontée. Il existe aussi des machines permettant de contrôler la vitesse du coulisseau tout au long de sa course (Altan *et al.* 2005). Le dernier avantage des machines pilotées en effort est la possibilité de pouvoir maintenir l'effort maximal, ainsi les phénomènes de retour élastique sont atténués ce qui améliore les tolérances géométriques de la pièce forgée (Davis *et al.* 1989 : chap. Hydraulic Presses). L'effort peut varier selon les presses hydrauliques de 1,8 à 640 MN. Les presses pneumatiques font aussi partie des machines pilotées en effort et fonctionnent sur le même principe, seulement le fluide hydraulique est remplacé par de l'air sous pression. Par rapport aux presses hydrauliques, les presses pneumatiques ont l'avantage d'être jusqu'à dix fois plus rapides et nécessitent moins d'entretien. Néanmoins, l'effort maximum pouvant être développé par les presses pneumatiques est moins élevé que pour les presses hydrauliques, ce qui en limite l'usage.

2.2.2 Machines pilotées en déplacement

Les presses mécaniques sont dites pilotées en déplacement car la distance entre le point mort haut et point mort bas du coulisseau est fixée pour une frappe donnée. Selon les technologies cette course peut être modifiée entre deux frappes dans les limites des capacités de la machine.

Toutes les presses mécaniques utilisent un volant d'inertie dont le mouvement de rotation est transformé en un mouvement de translation du coulisseau grâce à un réseau d'engrenages, de bielles, de leviers ou d'excentriques. La représentation d'une presse mécanique avec un seul

système bielle-excentrique est donnée en Figure I-4. A chaque frappe, le coulisseau effectue sa descente pour mettre en contact l'outil supérieur avec la pièce à forger. L'effort maximal est observé au point mort bas tandis que la vitesse de frappe est la plus élevée en milieu de course.

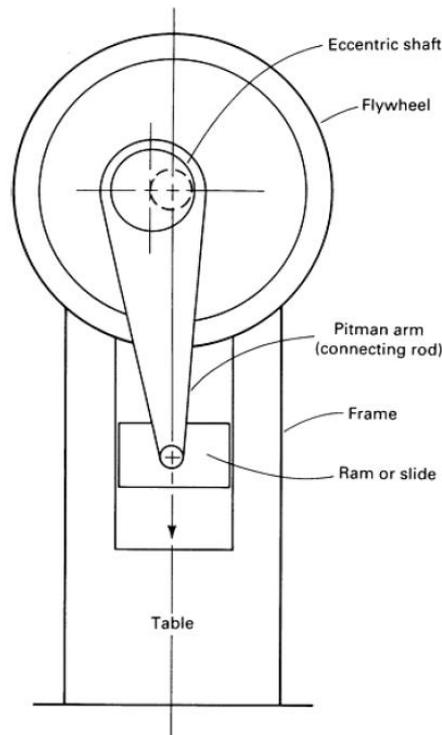


Figure I-4 Schéma annoté d'une presse mécanique avec une bielle et un excentrique (Davis et al. 1989)

Les presses mécaniques sont dimensionnées pour un effort maximum qui varie de 2,7 à 142 MN. Elles ont l'avantage de permettre une cadence de 30 à 100 coups par minute. De plus, ces machines permettent l'automatisation du transfert des pièces entre différents outils, ce qui implique des cadences de production plus élevées que sur les autres types de machines (Davis *et al.* 1989 : chap. Mechanical Presses). Par rapport aux marteaux pilons, les presses mécaniques permettent une meilleure maîtrise des tolérances géométriques de la pièce. Elles sont plébiscitées pour des opérations de forgeage à froid où le but est d'obtenir une pièce forgée au plus proche des géométries finales souhaitées (near-net-shape).

Néanmoins, pour des machines effectuant des types d'opérations similaires, les presses mécaniques ont un coût d'achat bien supérieur aux marteaux pilons et sont beaucoup moins flexibles. Elles sont principalement utilisées pour des opérations spécialisées comme en estampage et en matriçage pour les pièces massives ou en emboutissage et découpe de produits plats.

2.2.3 Machines pilotées en énergie

L'étude des machines pilotées en énergie est l'objet de ces travaux de thèse, ainsi, en comparaison aux paragraphes précédents, une description plus détaillée est fournie dans cette partie. Sur une machine pilotée en énergie, un ou plusieurs éléments sont mis en mouvement pour venir impacter la pièce à forger et générer la déformation. Ces éléments sont accélérés grâce à la gravité ou bien grâce à une force d'entraînement. La majeure partie de l'énergie de la frappe est issue de l'énergie cinétique à l'impact des éléments en mouvement. Néanmoins, le travail du poids et le travail de la force d'entraînement peuvent fournir une part non

négligeable de l'énergie introduite lors de la déformation. Deux catégories de machines pilotées en énergie qui sont elles-mêmes divisibles en sous-catégories sont présentés dans cette section : les presses à vis et les marteaux pilons.

2.2.3.1 Presse à vis

Les presses à vis sont des machines de forgeage constituées d'un système vis-écrou. Sur commande de l'opérateur, un volant d'inertie au sommet de la machine est mis en rotation. Le volant étant relié à la vis au travers d'un embrayage, la vis est mise en rotation et peut ainsi communiquer au coulisseau un mouvement de translation descendant. Ce dernier impacte alors le lopin pour provoquer la déformation. A l'impact et durant la déformation, le volant, la vis et le coulisseau sont toujours solidaires. Le principe de fonctionnement de la machine donne lieu à des mouvements de rotations pour la vis et le volant ainsi qu'un mouvement de translation pour le coulisseau. Une masse équivalente tenant compte des deux effets mentionnés est alors définie telle que dans l'équation (I-1). L'énergie disponible à l'impact s'exprime alors grâce à l'équation (I-2).

$$M_{Eq} = \frac{1}{2} \cdot M_v \cdot R_v^2 \cdot \left(\frac{2\pi}{Pas}\right)^2 + M_t \quad (I-1)$$

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot M_{Eq} \cdot V_t^2 \quad (I-2)$$

avec E_c l'énergie cinétique, V_t la vitesse d'impact du coulisseau, M_{Eq} la masse équivalente de la presse, M_v la masse du volant, R_v le rayon du volant, Pas le pas de la vis et M_t la masse du coulisseau. Les presses à vis sont capables d'appliquer des efforts de 1,4 à 37,3 MN pour des vitesses d'impact de 0,6 à 1,2 m/s (Altan *et al.* 2005 : chap. 10.5).

Il existe majoritairement deux technologies pour la mise en rotation du volant (Davis *et al.* 1989 : chap. Screw Presses) : les presses à balancier et les direct-drive. Les presses à balancier possèdent deux disques (driving disk) verticaux maintenus en rotation au sommet de la presse par un moteur électrique (Figure I-5). Sur commande, un des disques entre en contact avec le volant d'inertie (flywheel) ce qui engendre sa mise en rotation. Le volant d'inertie et la vis (screw) sont reliés par un embrayage, la vis entre donc aussi en rotation. L'écrou étant fixé au bâti (frame) de la machine, l'ensemble volant-vis décrit alors un mouvement hélicoïdal. Le coulisseau (ram) relié à l'extrémité de la vis par une liaison pivot, décrit alors un mouvement de translation. Pour remonter le coulisseau, le second disque tournant dans le sens inverse du premier est utilisé selon le même procédé.

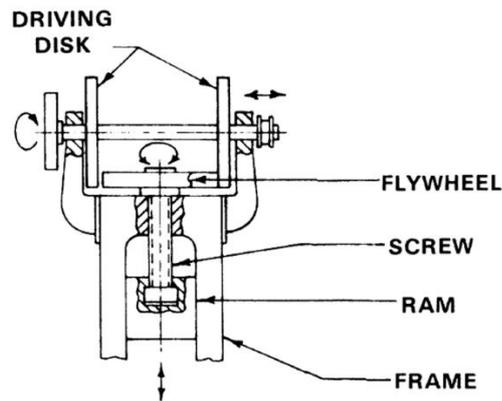


Figure I-5 Schéma du principe d'entraînement du volant d'inertie d'une presse à vis à balancier (Davis et al. 1989)

Les presses à vis à entraînement direct (direct-drive) possèdent un moteur électrique réversible dont le rotor est monté directement sur le volant d'inertie situé au sommet de la presse (Figure I-6 b)). Le stator du moteur est fixé au bâti de la machine. La vis est en liaison pivot avec le bâti et décrit donc uniquement un mouvement de rotation. Tout comme les presses à balancier, le volant et la vis sont reliées par un embrayage. En revanche, le coulisseau (slide) et l'écrou sont solidaires. Lorsque la vis entre en rotation, elle transmet alors un mouvement de translation au coulisseau à travers l'écrou. Le moteur permet la mise en rotation de la vis dans un sens ou dans l'autre, pour descendre ou remonter le coulisseau.

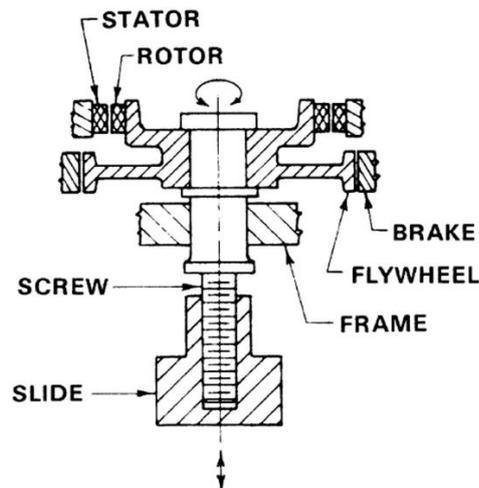


Figure I-6 Schéma du principe d'entraînement du volant d'inertie d'une presse à vis à entraînement direct (Davis et al. 1989)

Les presses à vis ont l'avantage de pouvoir travailler à des vitesses de frappe contrôlées et élevées par rapport à des machines pilotées en effort. De plus, elles permettent des temps de contact brefs, donnant lieu à des échanges thermiques moins forts entre outils et matière. Néanmoins, la complexité de ce type de machine implique une maintenance importante.

2.2.3.2 Marteaux Pilon

Les marteaux pilons mettent en mouvement des masses, appelées des marteaux, à des vitesses élevées pour impacter le lopin se trouvant sur une enclume. L'intérêt de ce type de machine réside dans les vitesses de déformation très importantes qu'il est possible d'atteindre (Altan *et al.* 2005 : chap. 11.4). Tous les pilons mettent en mouvement un marteau, dont l'énergie cinétique à l'impact est potentiellement transmissible au lopin (Equation (I-3)).

$$E_0 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (I-3)$$

avec E_0 l'énergie cinétique, m la masse du marteau et v la vitesse du marteau au moment de l'impact. L'enjeu pour augmenter l'énergie transmissible est donc d'augmenter la masse ou la vitesse du marteau. L'évolution des technologies utilisées afin d'obtenir des machines transmettant de plus en plus d'énergie est présentée dans les sections qui suivent.

Marteaux pilons simple-effet

Les marteaux pilons simple-effet sont constitués d'une masse tombante ou marteau et d'une chabotte fixe sur laquelle est bâtie la structure de la machine, supportant le système de guidage du marteau et le mécanisme permettant sa remontée. Le principe est de soulever le marteau à une certaine hauteur et de le laisser chuter par gravité. Le marteau subit alors une accélération jusqu'à atteindre le lopin. Puis après le contact avec ce dernier, le marteau transmet une part de son énergie cinétique pour déformer ce lopin. Une partie de l'énergie peut être utilisée pour participer à la remontée du marteau grâce au rebond, le reste de l'énergie est dissipé dans le comportement viscoélastique de la machine et dans les phénomènes à l'interface entre les outils et le lopin. Plusieurs technologies existent pour remonter la masse tombante d'un marteau pilon (Figure I-7). Le choix du mécanisme conditionne la masse maximale du marteau ainsi que la hauteur maximale à laquelle il est possible de l'élever.

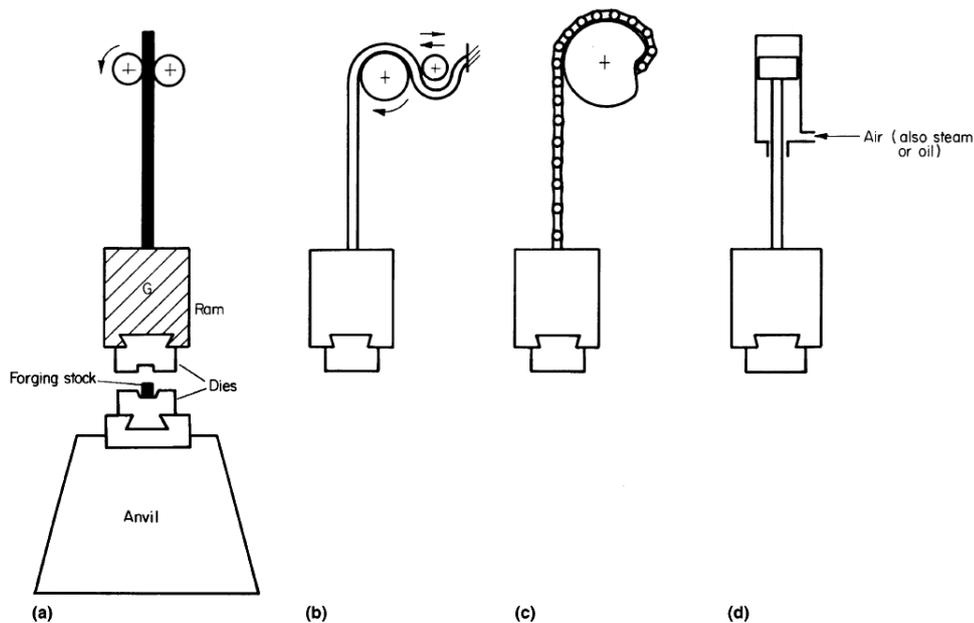


Figure I-7 Veille technologique des systèmes de remontée du marteau d'un pilon simple-effet a) planche b) ceinture c) chaîne d) piston (Altan et al. 2005)

Il existe des pilons simple-effet avec des masses de marteaux allant de 45 à 10 000 kg pour des vitesses de frappe de 3 à 5 m/s, cela permettant de développer des énergies allant jusqu'à 122 kJ (Altan *et al.* 2005 : chap. 11.4). Le besoin d'énergies de déformation et de vitesses d'impact de plus en plus élevées a conduit à la conception de machines de taille très importante, afin d'augmenter la masse des marteaux et la hauteur de chute.

Marteaux pilons double-effet

Dans le but d'augmenter encore l'énergie développée par les pilons en conservant un encombrement raisonnable, les marteaux pilons double-effet exploitant une force

d'entraînement, en plus de la gravité, ont été développés. Le marteau est accéléré simultanément grâce à la pesanteur et un vérin hydraulique ou pneumatique. Sur commande, la pression est relâchée dans la chambre haute du vérin, le marteau accélère alors du fait de l'action de la pression et de son poids, jusqu'à impacter le lopin. Une fois toute l'énergie cinétique consommée, le circuit de pression est inversé afin de remonter la masse (Figure I-8).

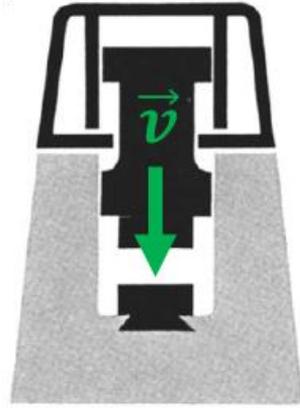


Figure I-8 Principe de fonctionnement du pilon à double-effet (Davis et al. 1989)

Du fait des deux effets, pression et pesanteur, ces machines peuvent développer des énergies bien plus importantes que les pilons simple-effet, au maximum 1150 kJ en déplaçant des masses de 680 à 31 750 kg à des vitesses de 4,5 à 9 m/s (Davis *et al.* 1989 : chap. Hammers). De plus, le système de remontée du marteau étant plus rapide que sur un pilon simple-effet, les cadences sont jusqu'à deux fois plus élevées pour les pilons double-effet.

Marteaux pilons contre-frappe

Une autre déclinaison des pilons est le pilon contre-frappe, très utilisé en Europe (Davis *et al.* 1989 : chap. Counterblow Hammers). Comme pour le pilon double-effet, une pression hydraulique ou pneumatique est exploitée pour actionner la masse supérieure à l'aide d'un vérin. Cependant, pour le pilon contre-frappe, l'enclume est remplacée par une seconde masse mobile dont le mouvement est couplé à celui de la masse supérieure. Plusieurs systèmes de couplage existent, une illustration d'un couplage par un système hydraulique et un système de poulies est présentée en Figure I-9. Quelle que soit la technologie, l'effort exercé sur le piston met en mouvement la masse supérieure qui transmet cet effort à la masse inférieure grâce au système de couplage. Le lopin est accéléré tout comme la masse inférieure sur laquelle il est disposé et entre en contact avec la masse supérieure : l'énergie disponible correspond alors à l'énergie cinétique des deux masses et au travail du vérin durant la déformation. La masse inférieure est toujours de l'ordre de 10% plus lourde que la masse supérieure (Altan *et al.* 2005 : chap. 11.4), cela pour des raisons de sécurité, afin de garantir que les masses restent en position ouverte à l'équilibre. Le poids de la masse supérieure est une force motrice lors de l'accélération tandis que le poids de la masse inférieure est une force résistante. Le poids de la masse inférieure étant plus élevé, la résultante des deux forces de pesanteur s'oppose au mouvement, sur pilon contre-frappe.

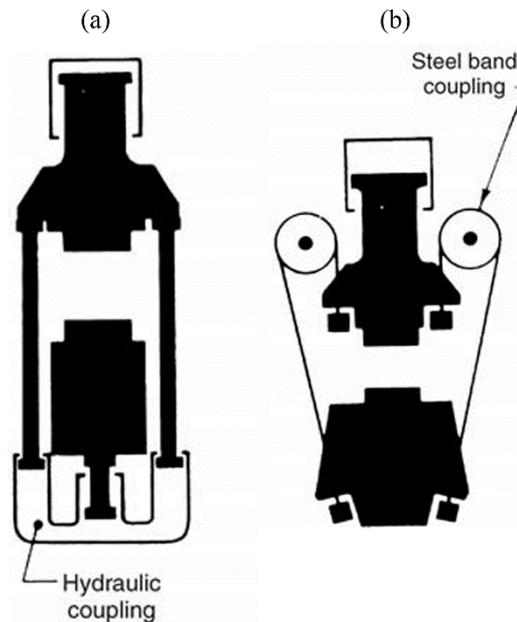


Figure I-9 Schéma annoté d'un pilon contre-frappe a) couplé par un système hydraulique b) couplé par un système de poulies et de bandes (Altan et al. 2005)

Du fait du déplacement des deux masses, des énergies très élevées sont développées sur ces machines. Par comparaison avec les autres types de pilons, les vibrations transmises aux fondations sont moins importantes, car la masse supérieure ne vient pas directement impacter une enclume reliée à une dalle. Cela permet à énergie égale, de bâtir un pilon contre-frappe sur des fondations moins imposantes qu'un pilon simple ou double-effet.

La vitesse des deux masses est théoriquement la même grâce au mécanisme de couplage. La vitesse d'impact d'un pilon contre-frappe est définie comme la vitesse d'une des masses par rapport à l'autre, appelée vitesse relative. Les pilons contre-frappe peuvent travailler jusqu'à des vitesses relatives de 7,5 m/s.

2.3 Synthèse

Cette partie décrit le principe de fonctionnement des machines de forge. Le choix a été fait de les classer selon leur grandeur de pilotage :

- Les machines pilotées en effort : majoritairement les presses hydrauliques.
- Les machines pilotées en course : les presses mécaniques.
- Les machines pilotées en énergie : les presses à vis et les marteaux pilons.

Malgré les différences de fonctionnement entre les différentes catégories de machines, certains phénomènes sont communs, comme les déformations élastiques dues à la sollicitation en effort de la structure. C'est pour cette raison que dans la section qui suit, ce phénomène bien maîtrisé dans le cas des machines pilotées en effort sera étudié.

3. Comportement mécanique des machines de forgeage

L'explication du comportement des machines de forgeage a d'abord été développée sur des presses, où il était possible de réaliser des mesures de déplacements et d'efforts. Ces machines travaillent à des vitesses relativement faibles, ce qui a justifié l'utilisation de modèles statiques. Ces modèles sont le point de départ de la modélisation du comportement des machines de

forgeage et peuvent être transposés à des pilons et des presses à vis, quand les effets dynamiques sont négligeables. Dans cette partie les modèles mis en place pour des presses hydrauliques, des presses mécaniques et des presses à vis sont présentés.

3.1 Réponse élastique en trois dimensions d'une machine de forgeage

Dans le but d'améliorer les prédictions d'opérations de forgeage en prenant en compte le comportement de la presse lors des frappes, il a été introduit la notion de déformations élastiques de la presse sur ses différents axes, axialement mais aussi angulairement. Dans les normes allemandes consacrées au sujet (DIN 1986), les déformations élastiques axiales de la presse selon l'axe Z et les déformations angulaires selon les axes X et Y sont considérées (Figure I-10). Les raideurs associées sont alors définies C_z , C_{AA} , et C_{BB} pour prédire les déformations verticales et la rotation des éléments mobiles de la presse en connaissant les efforts exercés.

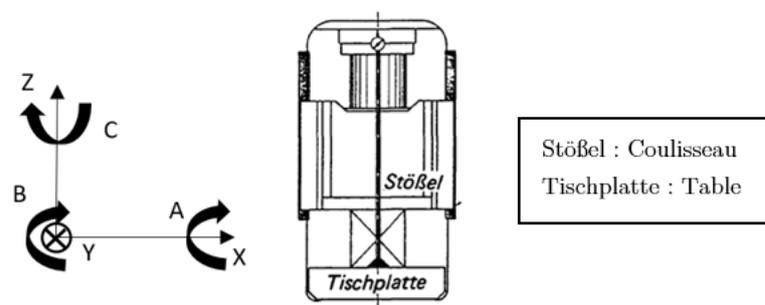


Figure I-10 Presse et système de coordonnées associé (DIN 1986)

Souhaitant aller plus loin dans la caractérisation du comportement des presses et formaliser l'expression de la réponse élastique des machines, une autre étude propose un modèle (Chodnikiewicz *et al.* 1994) faisant intervenir la matrice de flexibilité associée à la machine, notée FL dans l'équation (I-4). Pour $(i,j) \in \{X, Y, Z\}^2$, chaque coefficient λ_{ij} correspond à la déformation axiale ou angulaire sur l'axe i causée par un effort ou un moment appliqué sur l'axe j . La connaissance de la matrice de flexibilité FL et du vecteur d'action A , regroupant les efforts et les moments appliqués sur les différents axes, permet de déterminer le vecteur de réaction R , correspondant aux déformations du système.

$$\begin{aligned}
 [FL] = & \begin{bmatrix} \lambda_{XX} & \lambda_{XY} & \lambda_{XZ} & \lambda_{XA} & \lambda_{XB} & \lambda_{XC} \\ \lambda_{YX} & \lambda_{YY} & \lambda_{YZ} & \lambda_{YA} & \lambda_{YB} & \lambda_{YC} \\ \lambda_{ZX} & \lambda_{ZY} & \lambda_{ZZ} & \lambda_{ZA} & \lambda_{ZB} & \lambda_{ZC} \\ \lambda_{AX} & \lambda_{AY} & \lambda_{AZ} & \lambda_{AA} & \lambda_{AB} & \lambda_{AC} \\ \lambda_{BX} & \lambda_{BY} & \lambda_{BZ} & \lambda_{BA} & \lambda_{BB} & \lambda_{BC} \\ \lambda_{CX} & \lambda_{CY} & \lambda_{CZ} & \lambda_{CA} & \lambda_{CB} & \lambda_{CC} \end{bmatrix} & \{R\} = [FL] \cdot \{A\} \quad (I-4)
 \end{aligned}$$

Selon le type de machine considérée, certains paramètres de la matrice de flexibilité peuvent être déterminés ou considérés comme nuls en exploitant les symétries et les caractéristiques de la presse. L'auteur propose des matrices réduites dans le cas de presse hydraulique, de presse mécanique et de presse à vis.

3.2 Prise en compte des jeux

En observant des courbes représentant la déviation angulaire du coulisseau en fonction du moment appliqué, Wagener et Schlott constatent que le comportement de la machine n'est pas

purement linéaire (Wagener et Schlott 1989). En effet, au début du forgeage, après le contact avec le lopin, une variation de la déviation angulaire très importante peut être observée pour des efforts faibles, puis dépassé un certain seuil d'effort, le comportement devient linéaire (Figure I-11). Les auteurs attribuent cet écart aux phénomènes de rattrapage de jeux. Ils calculent alors une valeur qu'ils ajoutent à la déformation élastique permettant d'exprimer la déviation angulaire du coulisseau comme la somme d'une déformation élastique et du déplacement dû au rattrapage des jeux.

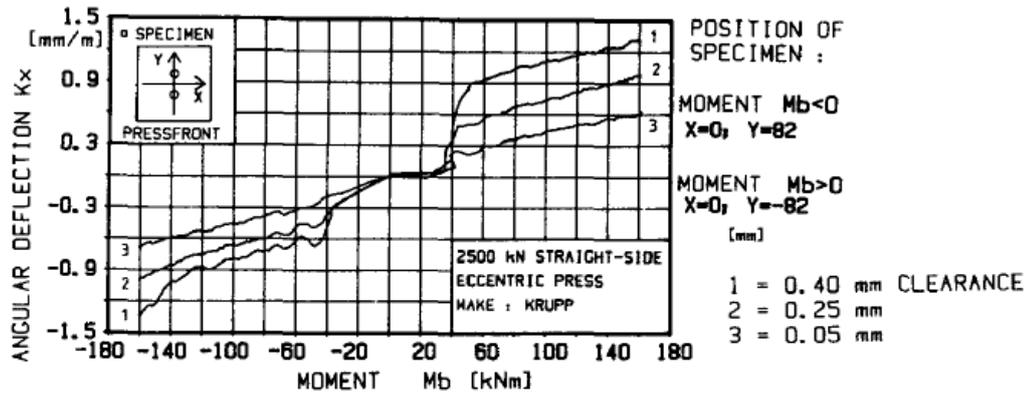


Figure I-11 Déformation angulaire en fonction du moment appliqué dans le cas d'une presse mécanique pour différentes valeurs de jeu (Wagener et Schlott 1989)

Arentoft formalise ce raisonnement en reprenant les travaux de Chodnikiewicz (Arentoft *et al.* 2000) : il reprend l'idée de la matrice de flexibilité et y ajoute un vecteur de jeux afin de modéliser les écarts en début de forgeage entre le modèle purement élastique et l'expérience (cf. équation (I-5)). Le modèle obtenu prend alors en compte le comportement élastique et les phénomènes de jeux de la machine dans chacune des directions, axialement et angulairement.

$$\begin{bmatrix} \Delta_X \\ \Delta_Y \\ \Delta_Z \\ \Delta_A \\ \Delta_B \\ \Delta_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_{XX} & \lambda_{XY} & \lambda_{XZ} & \lambda_{XA} & \lambda_{XB} & \lambda_{XC} \\ \lambda_{YY} & \lambda_{YY} & \lambda_{YZ} & \lambda_{YA} & \lambda_{YB} & \lambda_{YC} \\ \lambda_{ZX} & \lambda_{ZY} & \lambda_{ZZ} & \lambda_{ZA} & \lambda_{ZB} & \lambda_{ZC} \\ \lambda_{AX} & \lambda_{AY} & \lambda_{AZ} & \lambda_{AA} & \lambda_{AB} & \lambda_{AC} \\ \lambda_{BX} & \lambda_{BY} & \lambda_{BZ} & \lambda_{BA} & \lambda_{BB} & \lambda_{BC} \\ \lambda_{CX} & \lambda_{CY} & \lambda_{CZ} & \lambda_{CA} & \lambda_{CB} & \lambda_{CC} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \\ F_Z \\ M_A \\ M_B \\ M_C \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_X \\ \omega_Y \\ \omega_Z \\ \omega_A \\ \omega_B \\ \omega_C \end{bmatrix} \quad (I-5)$$

Comme pour la matrice de Chodnikiewicz, des hypothèses sur le système étudié permettent de simplifier la matrice de flexibilité.

3.3 Discrétisation de la machine

Une machine est constituée d'une multitude de composants de géométries et de caractéristiques mécaniques différentes, qui contribuent à la raideur globale de la machine. Plusieurs auteurs proposent de discrétiser la machine et de la modéliser comme une association de ressorts représentant le comportement des composants considérés. Par la suite le terme d'association est conservé pour définir la façon dont sont reliés les composants.

Dans les travaux de Ou et Armstrong, deux types d'association entre composants sont définis : série ou parallèle (Ou et Armstrong 2006). La disposition en série implique une déformation totale égale à la somme des déformations de chaque élément, l'effort est quant à lui identique pour chaque élément. En parallèle, le comportement inverse est observé, les déformations sont égales et les efforts s'additionnent. Le choix du type d'association est

effectué grâce à l'étude géométrique de la machine et de l'emplacement où les efforts sont exercés. Selon le type d'association, le comportement de plusieurs ressorts de raideurs et de jeux connus peut être décrit par un ressort équivalent, auquel sont attribués une raideur et un jeu grâce au Tableau I-1.

Tableau I-1 Caractéristiques du ressort équivalent selon le type d'association (Ou et Armstrong 2006)

	Raideur	Jeu
Série	$\frac{1}{k_{Eq}} = \sum_i \frac{1}{k_i}$	$\delta_{Eq} = \sum_i \delta_i$
Parallèle	$k_{Eq} = \sum_i k_i$	$\delta_{Eq} = \sum_i \frac{k_i \cdot \delta_i}{\sum_j k_j}$

avec k_i et δ_i la raideur et le jeu du ressort i , k_{Eq} et δ_{Eq} la raideur et le jeu du ressort équivalent. Dans d'autres travaux (Croin *et al.* 2007), un modèle discrétisé pour une presse à vis est proposé, la machine est décomposée en plusieurs éléments de raideur propre (Figure I-12) a). En définissant le type d'association, un modèle élastique équivalent du système est obtenu (Figure I-12 b)) permettant d'exprimer sa raideur globale à partir des équations du Tableau I-1.

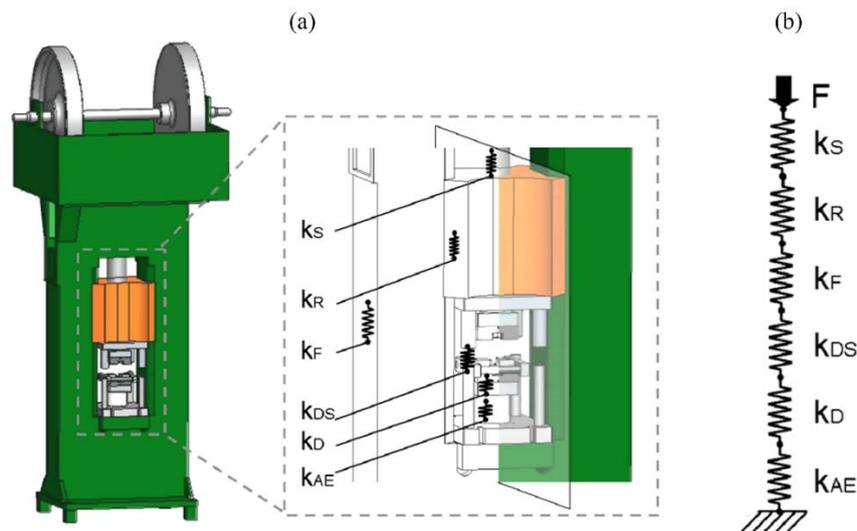


Figure I-12 a) Schéma d'une presse à vis par friction b) Modèle élastique associé (Croin et al. 2007)

Li et Hong proposent une vision énergétique du problème pour l'étude d'une presse à vis (Li et Hong 1997). Ils s'intéressent à l'énergie accumulée par la machine sous forme de déformations élastiques et qui n'est donc pas transmise au lopin. Une presse à vis est discrétisée en un assemblage de composants de raideurs propres, puis l'énergie élastique totale du système est définie, comme la somme des énergies élastiques accumulées par chacun des composants. En négligeant les déformations aux interfaces, celles des huiles, et de la fondation, les auteurs sont alors capables d'exprimer une valeur théorique de la rigidité de la presse.

Dans le cadre de l'emboutissage de tôles sur presses mécaniques, Großmann se limite à la modélisation du comportement du coulisseau et de celui du coussin (Großmann *et al.* 2013). Le coussin est un appareil de contre-pression monté sur la table d'une presse qui, en exerçant un effort sur les périphéries du flan lors de l'emboutissage, évite l'apparition de plis. Dans un premier temps, il reprend le modèle proposé dans les standards allemands (DIN 1986), qu'il enrichit en considérant la déformation axiale en X et Y , dans le plan perpendiculaire à l'axe de

la frappe (Figure I-13 a)). Il propose ensuite de considérer l'élasticité du coulisseau (Figure I-13 b)) : une distribution de ressorts sur les différentes faces du coulisseau traduit sa déformation axiale et sa déformation angulaire. Il préconise l'utilisation de modèles adaptés à la configuration de la machine (Figure I-14 a)) et indique les relations correspondantes (Figure I-14 b)) nécessaires à la détermination de la raideur de ces ressorts en fonction des raideurs obtenues grâce au modèle de type VDI (DIN 1986).

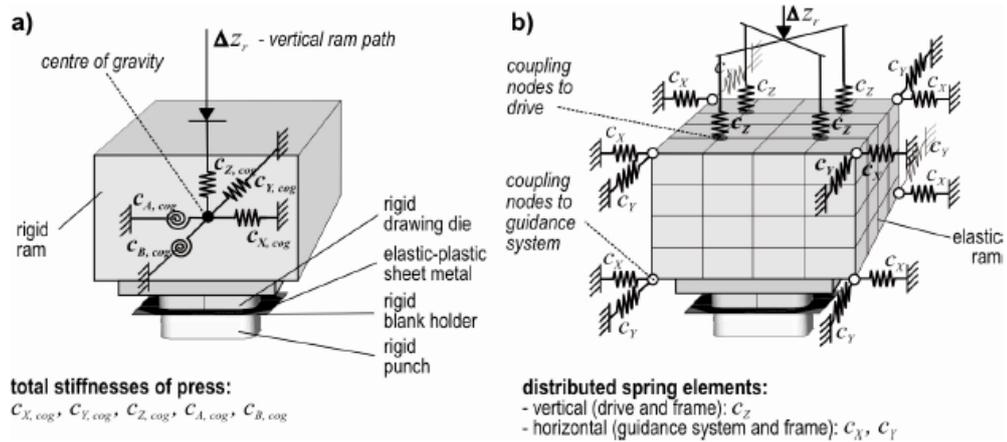


Figure I-13 Modèle AFPM (Advanced Forming Process Model) appliqué au coulisseau d'une presse mécanique (Großmann et al. 2013)

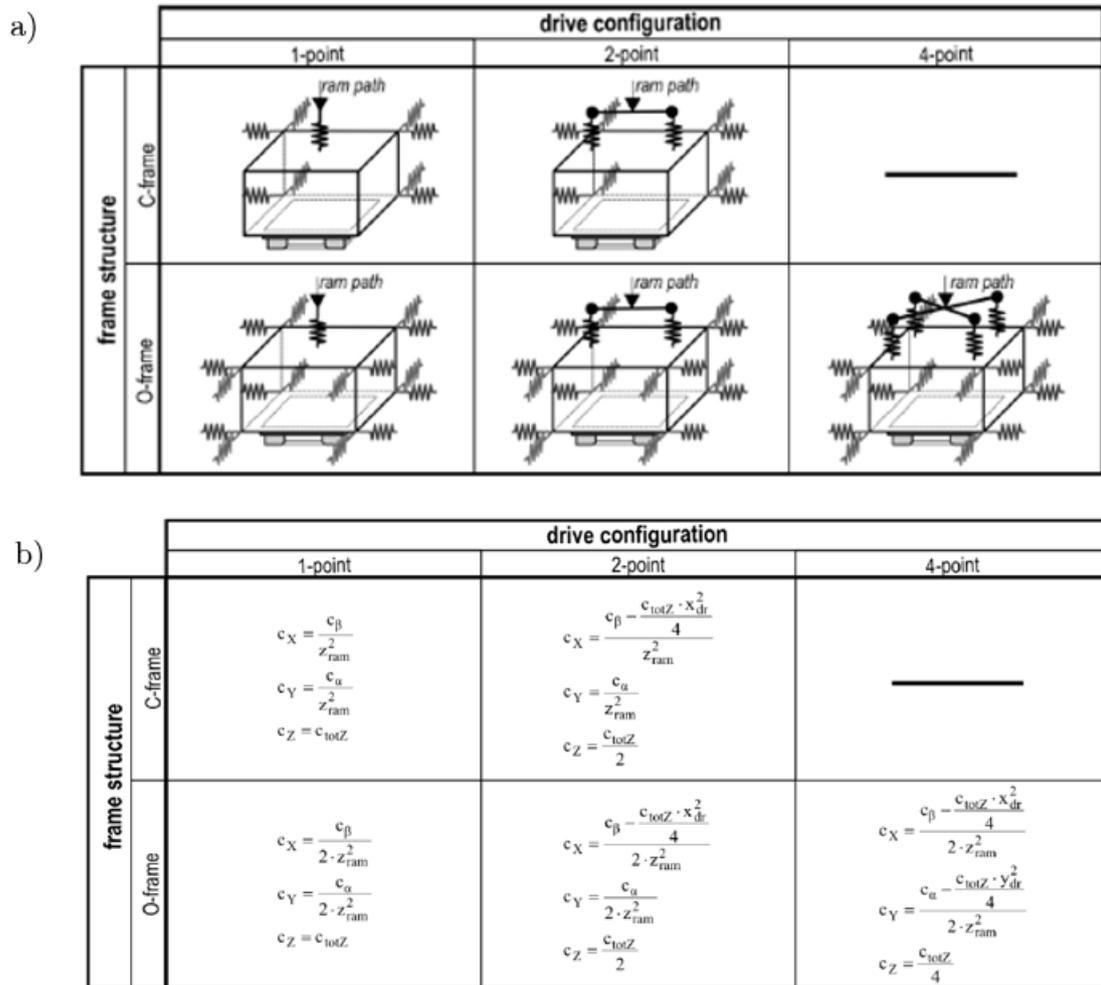


Figure I-14 a) Configurations possibles du système de commande et des structures du bâti pour les presses à emboutir
 b) Relation du modèle AFPM selon le type de configuration (Großmann et al. 2013)

Le même raisonnement est développé pour le coussin de la presse (Großmann *et al.* 2013) en distribuant des ressorts sur le dispositif (Figure I-15). Une méthode standardisée est ainsi obtenue pour les presses mécaniques d'emboutissage. La méthode s'adapte alors au type de structure (frame structure) et à la configuration d'entraînement (drive configuration), en permettant de décrire le comportement du coulisseau et du coussin.

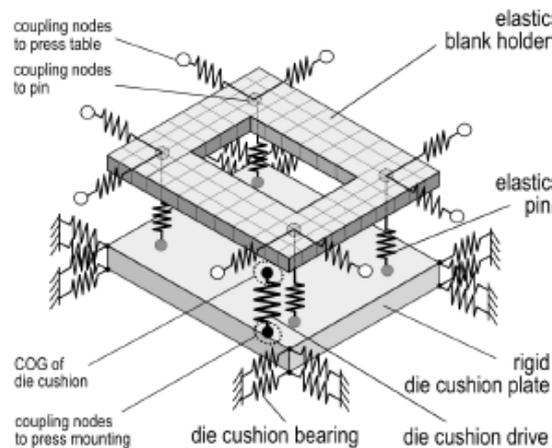


Figure I-15 Modèle AFPM appliqué au coussin d'une presse à emboutir (Großmann et al. 2013)

3.4 Synthèse

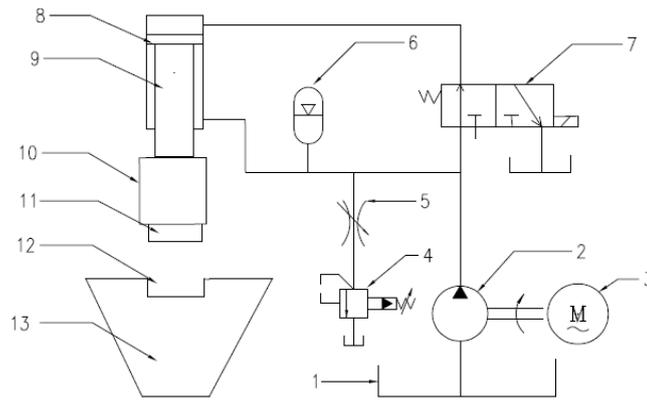
Les différents modèles présentés dans cette section permettent de considérer l'influence du comportement de la machine sur le procédé de forgeage. Les phénomènes pris en compte sont limités aux déformations élastiques et aux rattrapages de jeux dans le système {machine + outillages}, lorsqu'il est sollicité par les efforts de forgeage. Selon les modèles, un degré de complexité important peut être atteint, en décrivant le comportement de différents éléments, soit en passant par un modèle équivalent, soit en modélisant leurs comportements à partir de modèles indépendants. Cependant, ce type de modèles étant initialement développé pour des machines aux vitesses de travail faibles, ils ne permettent pas la prédiction de l'énergie amortie et ne peuvent pas expliquer les vibrations de la structure. Dans les sections qui suivent, les particularités des machines de forgeage pilotées en énergie sont étudiées, en commençant par la phase d'accélération des éléments en mouvement.

4. Accélération des éléments en mouvement dans la machine

Comme expliqué en section 2.2.3, les machines de forgeage pilotées en énergie exploitent l'inertie de masses projetées à une certaine vitesse pour déformer une pièce. L'accélération de la ou des masses peut être réalisée de plusieurs manières : par gravité pour les pilons simple-effet ou bien par l'action d'une force extérieure pour les pilons double-effet et les pilons contre-frappe. Pour les premiers, le comportement de la masse tombante peut être décrit par un modèle de chute libre complété ou non par la modélisation des phénomènes de frottement. Pour les seconds, le mécanisme de fonctionnement fait intervenir un système d'entraînement pour contrôler la pression appliquée sur le piston qui agit sur la masse supérieure.

4.1 Modélisation de l'accélération des éléments en mouvement

Les pilons double-effet ou contre-frappe sont pilotés par des systèmes hydropneumatiques constitués de différents éléments qui apportent l'énergie nécessaire et la distribuent pour mettre en mouvement la masse supérieure. La Figure I-16 présente l'exemple d'un système hydropneumatique associé à un pilon double-effet (Zhang 2013a). Chaque élément a ses propres caractéristiques, influençant l'efficacité du processus d'accélération, de plus l'interaction entre les éléments a aussi un impact sur le fonctionnement de tout le système. Les différents organes du dispositif doivent être pilotés, soit manuellement par un opérateur, soit par système informatique afin d'assurer les frappes.



1. hydraulic oil tank 2. hydraulic pump 3. motor 4. relief valve
 5. throttle valve 6. accumulator 7. blow valve 8. piston 9. piston rod
 10. hammer head 11. the upper mold 12. the nether mold 13. base

Figure I-16 Schéma annoté du système hydropneumatique d'un pilon double-effet (Zhang 2013a)

Pour un marteau pilon double-effet à combustion, un micro-ordinateur a été développé pour contrôler le cycle de combustion et la pression appliquée sur le piston solidaire de la masse tombante (Lee et Tobias 1985). Une instrumentation de la chambre de combustion permettant de mesurer la pression et la température a été réalisée. A partir de ces données, l'ordinateur permet une meilleure maîtrise de l'énergie de la frappe qu'une commande au levier par un opérateur en s'adaptant aux conditions dans la chambre. Grâce au micro-ordinateur, une amélioration des performances de pilon avec une augmentation de 20% de l'énergie de la frappe peut être atteinte. D'autres études s'intéressent à la façon dont l'énergie est consommée lors de la phase d'accélération de la masse tombante, afin de calculer l'énergie non-utile à sa mise en mouvement (Hongtang et Bufang 2003). La comparaison de l'efficacité d'un système d'entraînement de la masse tombante d'un marteau pilon à vapeur par rapport à un système d'entraînement d'un pilon dit électrohydraulique a été réalisée. Pour le marteau pilon à vapeur, l'auteur étudie l'énergie perdue à différentes étapes du processus d'entraînement de la masse : lors de la chauffe pour l'obtention de la vapeur et durant le transport de la vapeur jusqu'à la chambre du piston du pilon. Différentes sources de perte d'énergie sont identifiées : les pertes énergétiques durant la chauffe, les fuites au niveau des valves ainsi que les phénomènes de condensation et de friction. Le pilon électrohydraulique présente alors un intérêt pour la réduction de la consommation d'énergie lors de la phase d'accélération de la masse. Un modèle du système d'entraînement de la masse tombante d'un pilon piloté hydrauliquement est proposé pour la prédiction de la vitesse et du déplacement de la masse (Zhang 2013b). Ce modèle est mis en place pour améliorer le contrôle de la cinématique de la masse tombante et optimiser sa vitesse à l'impact afin d'augmenter l'efficacité du processus d'accélération. Toujours pour des pilons pilotés hydrauliquement, le contrôle de l'énergie de la frappe et la robustesse du mécanisme d'entraînement ont été améliorés avec la proposition d'un nouveau design de distributeur électromagnétique à vannes inversibles (Zhu *et al.* 2018).

4.2 Observations expérimentales du déplacement des éléments en mouvement

Dans la littérature, d'autres études s'intéressent à l'accélération des masses et à l'énergie cinétique disponible pour la déformation du lopin, mais cette fois à partir d'études expérimentales. Avec l'aide d'une caméra rapide, la vitesse à l'impact a été déterminée pour le forgeage d'un lopin en cuivre avec un pilon contre-frappe (Galdos *et al.* 2014). Connaissant les

masses supérieure et inférieure, il a alors été possible de calculer l'énergie cinétique disponible au moment de l'impact avec le lopin. L'énergie plastique transférée au lopin a été calculée à partir des géométries initiales et finales du lopin et d'une loi rhéologique associée au cuivre. Les résultats ont montré que l'énergie cinétique des masses à l'impact pondérée par le rendement du pilon est égale à l'énergie plastique transmise au lopin. Une démarche similaire a été réalisée, toujours pour un pilon contre-frappe où le déplacement des masses et la vitesse d'impact ont été mesurés grâce à un système de stéréovision (Chen *et al.* 2019). Cette technologie permet de s'affranchir des problèmes liés aux vibrations et rend possible la mesure du déplacement des masses tout au long de leurs courses, en garantissant la justesse de la mesure.

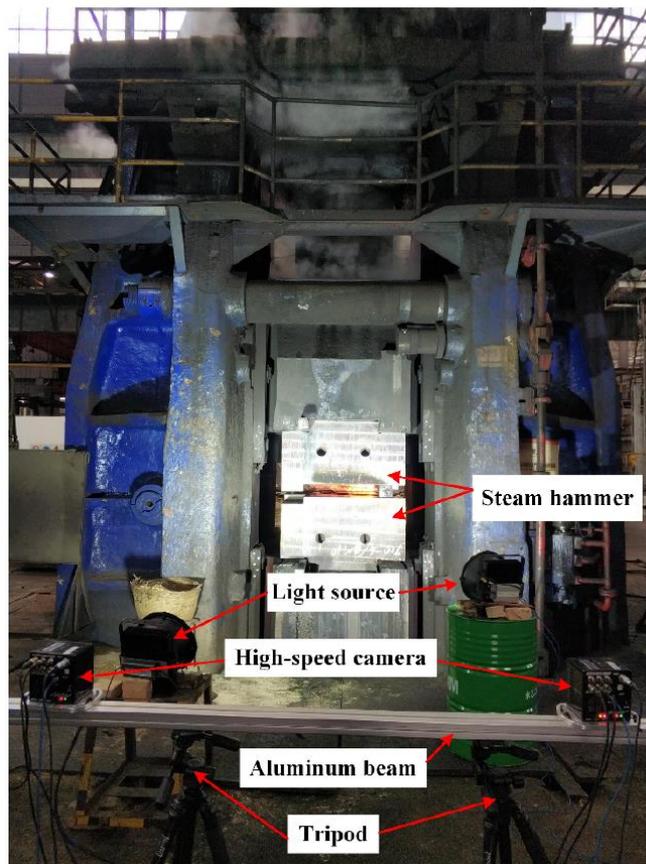


Figure I-17 Montage du système de stéréovision pour la mesure de vitesses d'impact sur pilon contre-frappe (Chen *et al.* 2019)

Le même principe de mesure a été appliqué dans le cas d'un pilon simple-effet, où une caméra rapide a été utilisée pour suivre le déplacement de la masse tombante et déterminer la vitesse à l'impact (Yoneyama *et al.* 2018). Le suivi du déplacement des masses est poursuivi durant la déformation du lopin, ce qui permet d'obtenir la hauteur du lopin durant la mise en forme. Grâce aux outils de mesure actuels, il est possible de mesurer le déplacement des éléments en mouvement durant la phase d'accélération et même durant la déformation du lopin au vu des fréquences d'échantillonnage qui peuvent être atteintes. De plus, la mesure par caméra présente l'avantage d'être un moyen de mesure externe qui ne perturbe pas le système et qui ne nécessite pas la réalisation de travaux sur la machine. Les méthodes présentées ont été développées en parallèle des travaux de thèse. Ainsi, une méthodologie propre à cette étude a

été mise point pour la mesure de déplacements et le calcul de vitesses d'impact durant une frappe sur un marteau pilon. Cette méthode sera présentée en détail en chapitre III.

4.3 Synthèse

Avec les modèles présentés dans cette section, l'objectif est de déterminer ou d'optimiser la part de l'énergie fournie à la machine qui est exploitée pour l'accélération de la ou des masses du pilon. Ainsi, il est possible d'évaluer l'efficacité du système d'entraînement de la machine et d'en déduire l'énergie cinétique disponible à l'impact. Les méthodes expérimentales permettent de déterminer la vitesse des masses à l'impact et d'obtenir l'énergie cinétique disponible, de cette manière, la modélisation de la phase d'accélération n'est pas nécessaire. Par ailleurs, durant la déformation, plusieurs phénomènes sont en concurrence pour la consommation de l'énergie introduite qui n'est pas transmise en intégralité au lopin, l'énergie stockée par la machine en déformations élastiques peut notamment être citée (cf. section 3). L'efficacité totale, définie comme étant le rapport de l'énergie transférée à la billette sur l'énergie fournie à la machine, n'est donc pas confondue avec l'efficacité du système d'entraînement. Ayant montré qu'il est possible de déterminer l'énergie cinétique disponible à l'impact par une mesure de vitesse, il est possible de découpler le problème de l'accélération des masses de celui de la mise en forme. Dans les travaux qui sont présentés dans ce manuscrit, la consommation de l'énergie durant la phase de déformation du lopin est étudiée. Dans le but de déterminer l'efficacité du processus de forgeage, correspondant au rapport de l'énergie transmise à la billette sur l'énergie introduite pour la frappe.

5. Phénomènes acoustiques durant le procédé de forgeage

Considérer le comportement élastique des machines permet d'expliquer une part des pertes énergétiques ayant lieu lors de la déformation du lopin, pour des presses travaillant à des vitesses de frappe relativement faibles. Cependant, pour les machines dont les parties mobiles se déplacent à des vitesses plus élevées, d'autres phénomènes apparaissent et tendent à augmenter les pertes énergétiques du procédé, par des mécanismes de dissipation (frottements fluides, frottements par friction, émissions d'ondes...). Cette partie s'intéresse aux ondes acoustiques émises lors du processus de forgeage, résultant de la dynamique du système. Les origines précises de ces ondes sonores sont déterminées, afin d'en évaluer l'impact sur l'énergie consommée durant une frappe.

5.1 Sources d'émission d'ondes sonores

Quatre sources d'émissions d'ondes sonores sont identifiées sur un marteau pilon (Richards *et al.* 1983) : l'accélération de la table et de la masse tombante, l'expansion transversale du lopin, l'air déplacé par les éléments en mouvement de la machine et les vibrations de la structure.

Durant la mise en forme, les surfaces de la table et de la masse tombante se déforment élastiquement créant une variation de pression avec l'air en contact d'une période équivalente à celle du choc et uniquement pendant la durée du choc. L'amplitude de l'onde est liée à l'effort maximal et à la durée du choc, ce type d'ondes est d'autant plus prédominant sur le bruit total émis, que le choc est élastique, c'est-à-dire bref avec des efforts élevés. Des tentatives de modélisation de ce phénomène existent dans le cas de pilons (Hodgson 1976) ou de problèmes plus généraux (Akay 1978).

Le lopin subit aussi une accélération qui produit une onde sonore lors de la frappe. Pendant la déformation, son expansion transversale engendre une expulsion d'air et une onde sonore d'une durée environ égale à celle du choc. L'effort, la surface de contact et la rigidité transversale du lopin conditionnent la nature de l'onde. Hodgson et Bowcock ont travaillé sur la modélisation de ce problème, ils ont proposé de résoudre l'équation d'onde lors de la déformation d'un lopin pour déterminer la nature et l'intensité de l'onde émise (Hodgson et Bowcock 1975).

L'air déplacé par les parties mobiles lors de l'accélération a aussi un rôle dans les ondes sonores émises pendant le forgeage. Selon leurs formes, les outils peuvent emprisonner de l'air dans leurs cavités et l'accélérer jusqu'à des vitesses supersoniques. Il est possible de modéliser ce phénomène mathématiquement grâce aux équations de la dynamique des fluides, une fois les vitesses de déplacement connues. Ces ondes sonores atteignent des vitesses très élevées pendant un laps de temps très court, de l'ordre de 5 ms. Cependant, ces ondes sont fortement amorties avec l'éloignement de la source d'émission, suivant une loi exponentielle. A titre d'exemple, la vitesse est divisée par dix en s'éloignant de 44,45 mm pour un pilon CECO 60FD équipé d'un outil de diamètre 230 mm dans une expérience présentée par Richards (Richards *et al.* 1983). Un opérateur très proche de la machine peut ressentir l'effet de l'accélération de l'air, mais à une certaine distance du poste de travail, l'onde devient imperceptible ce qui conduit souvent à négliger ce phénomène.

Enfin, les vibrations de la structure de la machine sont aussi à l'origine d'émissions d'ondes sonores. Ces vibrations ont un effet prédominant par rapport aux autres effets, excepté lors de chocs élastiques où l'accélération de la table et de la masse tombante ont un rôle important (Richards *et al.* 1983). L'excitation de la machine lors du choc implique une accumulation d'énergie sous forme de déformations élastiques dans les différents composants de la presse. Pendant et après le choc, cette énergie est restituée sous forme de vibrations mécaniques aux fréquences propres respectives des composants, et ces vibrations sont en partie converties en ondes sonores. L'effort appliqué, la conception de la machine et les matériaux utilisés pour ses composants ont notamment un rôle dans la nature de ces ondes. Partant d'études antérieures sur le comportement mécanique d'un pilon, Vajpayee propose un modèle reliant linéairement l'énergie perdue dans la déformation élastique de la structure et l'énergie acoustique stockée dans les ondes sonores émises, grâce à un coefficient de proportionnalité noté δ (Vajpayee *et al.* 1982). En considérant la machine comme un point ponctuel d'émission d'ondes, il parvient à exprimer la pression sonore comme une fonction linéaire de l'effort appliqué où le coefficient de proportionnalité est calculé à partir de la densité de l'air, la vitesse du son, des géométries du microphone, de sa distance par rapport à la machine et de δ . Le lien étant fait entre effort et pression sonore, Vajpayee utilise un modèle mécanique pour prédire les efforts et obtenir ainsi un modèle décrivant les ondes sonores émises.

D'autres auteurs ont mis en place des approches empiriques, basées sur des mesures d'intensités sonores réalisées durant des frappes, pour comprendre le rôle de chaque élément de la machine dans l'émission d'ondes sonores. Trethewey et Evensen ont développé une méthode basée sur la technique des spectres résiduels pour analyser les ondes sonores émises par un pilon (Trethewey et Evensen 1981, 1984). Les accélérations de certains éléments de la presse ayant un impact sur le son perçu par l'opérateur sont considérées (Figure I-18). A partir de transformées de Fourier des signaux sonores mesurés et de la méthode de minimisation, les auteurs parviennent à obtenir la contribution de chaque élément au son total mesuré.

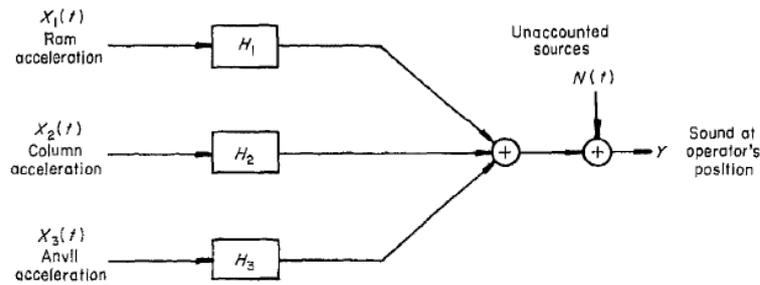


Figure I-18 Technique des spectres résiduels appliquée à un pilon simple-effet (Trethewey et Evensen 1981)

5.2 Synthèse

La littérature met en avant quatre sources d'émission d'ondes sonores lors du forgeage sur marteau pilon, cependant parmi ces sources seules la soudaine accélération du marteau et de la table, ainsi que les vibrations de la structure contribuent significativement au bruit total émis. Les vibrations de la structure de la machine ont un impact majeur quel que soit le type de frappe, tandis que les ondes émises du fait de l'accélération de la masse tombante et de la table, ont une influence uniquement dans le cas de chocs élastiques. Dans ces deux cas, l'énergie transportée par les ondes acoustiques provient de l'énergie transmise à la structure sous forme de déformations élastiques restituées en déplacements qui génèrent les ondes sonores. Cette restitution a lieu à la fin de la frappe lorsque les déformations élastiques de la structure sont relâchées, mais elle peut aussi se produire durant la déformation, si des modes vibratoires de périodes inférieures au temps du choc sont excités. Les autres sources d'émission d'ondes étant négligeables, il n'est pas nécessaire de considérer les phénomènes acoustiques pour la prédiction de l'efficacité du processus de mise en forme, si le comportement vibratoire de la structure est connu.

6. Prise en compte des effets dynamiques dans la modélisation des machines de forgeage

L'objectif de cette partie est d'identifier les pertes énergétiques liées à la dynamique des machines de forgeage et de comprendre leur comportement vibratoire. Dans un premier temps, la modélisation d'un système dynamique lors d'une frappe est étudiée au travers de deux méthodes : une première macroscopique issue de la théorie des chocs et une seconde basée sur la construction d'un modèle rhéologique. Une fois les outils présentés, leur mise en œuvre dans la littérature pour la modélisation des machines de forgeage est étudiée.

6.1 Physique d'un système dynamique

6.1.1 Phénomène de restitution selon la théorie des chocs

Les machines de forgeage pilotées en énergie sont susceptibles d'atteindre des vitesses de frappe élevées, supérieures à 9 m/s pour certains pilons (section 2.2), conduisant à des temps de contact extrêmement brefs. Lorsque durant ces contacts, la mesure des grandeurs de forgeage est impossible, l'utilisation d'un modèle macroscopique issu de la théorie des chocs peut être envisagée pour décrire le comportement du système. Un choc est défini comme l'intervalle de temps où les deux projectiles sont en contact.

Afin d'introduire les concepts de la physique des chocs, le choc ponctuel entre deux billes est étudié. Deux billes S et S' de masses m et m' projetées l'une vers l'autre selon l'axe X sont

considérées. Les deux billes entrent en contact à l'instant t_1 où leurs vitesses respectives sont v_1 et v_1' . La fin du choc est définie à l'instant t_2 , lorsque les deux billes ne sont plus en contact, elles se déplacent alors aux vitesses v_2 et v_2' . Le choc est schématisé aux instants t_1 et t_2 en Figure I-19.

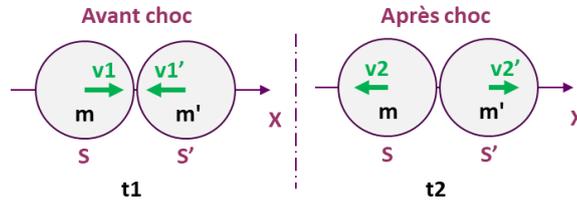


Figure I-19 Schématisation d'un choc ponctuel entre deux billes au début et à la fin du contact

A partir de la conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie cinétique, la dynamique du système $\{S, S'\}$ peut être décrite grâce aux équations (I-6) et (I-7).

$$m \cdot |v_2| + m' \cdot |v_2'| = m \cdot |v_1| + m' \cdot |v_1'| \quad (I-6)$$

$$|v_2| - |v_2'| = |v_1'| - |v_1| \quad (I-7)$$

Néanmoins, l'hypothèse de la conservation de l'énergie cinétique du système $\{S, S'\}$ est inexacte, il existe des phénomènes conduisant à la dissipation d'énergie lors du choc (Acary et Brogliato 2004 : chap. 2.1.2) :

- Le comportement inélastique des matériaux : plasticité, viscosité, endommagement et rupture.
- Le comportement inélastique des interfaces : frottement, usure.
- L'énergie dissipée par les ondes élastiques et les émissions acoustiques.

Afin de quantifier globalement ces pertes, le coefficient de restitution ε est introduit, il est défini généralement dans la littérature (Wood et Byrne 1981 ; Brach 1989 ; BROSSARD Jean-Pierre 1997 ; Harris et Piersol 2002) tel que dans l'équation (I-8).

$$v_2 - v_2' = \varepsilon \cdot (v_1' - v_1) \quad (I-8)$$

Ce coefficient est habituellement déterminé de manière expérimentale, plusieurs valeurs de ε sont proposées pour des matériaux différents (BROSSARD Jean-Pierre 1997). Il existe tout de même des tentatives de prédiction du coefficient de restitution avec des modèles rhéologiques ou bien des modèles physiques issus de la théorie du contact de Hertz (Acary et Brogliato 2004).

Certains auteurs préfèrent une définition du coefficient de restitution indépendante des pertes dues à la friction et qui prend uniquement en compte les dissipations internes du procédé. Une autre définition du coefficient de restitution (Equation (I-9)) adoptant une vision énergétique et considérant seulement les phénomènes inélastiques au sein du matériau peut être retrouvée dans la littérature (Stronge 1991).

$$\varepsilon^2 = \frac{W_n^r}{W_n^c} \quad (I-9)$$

avec W_n^c et W_n^r respectivement le travail de l'effort pendant la phase de compression et la phase de relaxation du choc. En ne s'intéressant qu'à l'état initial et à l'état final du système, une approche macroscopique du choc est intéressante. Cependant, pour décrire les phénomènes ayant lieu durant le choc, cette approche n'est plus adéquate. C'est pour cette raison qu'une autre méthodologie est présentée dans la section suivante.

6.1.2 Modèles rhéologiques

La prédiction du comportement dynamique d'un système mécanique passe en partie par la compréhension de son comportement vibratoire. Pour cela, le système est modélisé grâce à des « briques rhéologiques » qui traduisent deux phénomènes (BOUDET 2003) :

- Le caractère conservatif du système, accumulant de l'énergie sous forme d'énergie potentielle, et modélisé par des ressorts linéaires.
- L'effet dissipatif, cédant une partie de l'énergie du système au milieu extérieur par des frottements fluides, solides ou des dissipations structurales. Cet effet est modélisé par des amortisseurs.

L'association de « ces briques » est ensuite réalisée, en série ou en parallèle, afin d'obtenir un modèle traduisant le comportement des éléments du système. Certaines combinaisons sont couramment utilisées dans la littérature (Chevallier 2012 : chap. 1.3.1 ; Hammami 2014 : chap. 2.2.3). Le modèle de Kelvin-Voigt, pour les matériaux viscoélastiques, est le plus représenté, il consiste en l'assemblage d'un amortisseur et d'un ressort en parallèle (Figure I-20). Ce modèle permet une résolution rapide des équations, cependant, il n'est adapté qu'à des bandes d'excitations fréquentielles étroites.

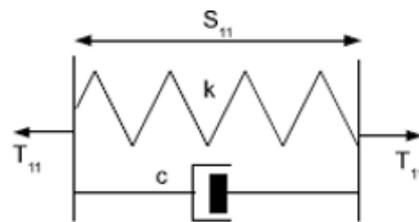


Figure I-20 Modèle de Kelvin-Voigt (Chevallier 2012)

Pour une étude sur des bandes de fréquences plus élevées, des modèles comme celui de Zener et de Maxwell généralisé sont à privilégier (Figure I-21). Ils permettent de traduire correctement le comportement vibratoire de systèmes soumis à des oscillations forcées.

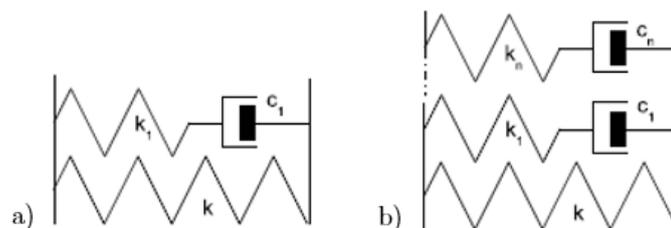


Figure I-21 a) Modèle de Zener b) Modèle de Maxwell généralisé (Chevallier 2012)

Dans le cas du forgeage, le système n'est pas soumis à des oscillations forcées mais à un effort qui croît avec le déplacement des outils. Les oscillations qui peuvent être observées sont dues aux modes propres du système {machine + outillages}. Ainsi, le système de Kelvin-Voigt

est suffisant pour la représentation des phénomènes ayant lieu durant la mise en forme, c'est pour cette raison que les modèles de machines proposés dans la littérature sont principalement composés d'associations de systèmes de Kelvin-Voigt.

Lors de son fonctionnement, la machine met en mouvement plusieurs éléments, ainsi en parallèle de l'énergie accumulée sous forme d'énergie potentielle, les énergies cinétiques des éléments de la machine participent à la conservation de l'énergie totale du système. Des masses sont introduites dans le modèle pour décrire le comportement du système {machine + outillages} et prendre en compte l'énergie cinétique emmagasinée. Une fois l'enchaînement des masses, des amortisseurs et des ressorts défini, il est alors possible d'appliquer les principes de la mécanique (principe fondamental de la dynamique, théorème de l'énergie cinétique) pour obtenir les équations du mouvement.

6.2 Modélisation du comportement d'une machine de forgeage comme système oscillant amorti

Plusieurs modèles dynamiques ont été proposés dans la littérature pour considérer l'influence du comportement de la structure de la machine sur le procédé de forgeage. Différents modèles faisant intervenir des éléments internes à la machine ou bien externes, comme les fondations, ont été proposés. Plusieurs de ces modèles sont présentés dans les sections qui suivent, par nombre de degré de liberté croissant. Ce nombre de degré de liberté correspond au nombre de masses du modèle.

6.2.1 Modélisation de l'enclume et de la masse tombante

Pour expliquer la dynamique d'un pilon simple-effet, un modèle à un degré de liberté est proposé : il est constitué d'une masse et d'un ressort pour traduire le comportement de la structure lors de la frappe (Tobias 1985). Un schéma du système est présenté en Figure I-22. Le comportement du lopin est considéré à travers l'application d'un effort F sur la masse tombante m_i en fonction de l'écrasement du lopin h qui décélère la masse lors de la frappe. L'effort de forgeage est aussi appliqué sur le ressort situé en dessous du lopin, traduisant les déformations élastiques de toute la structure. A $t=0$, la masse m_i est en contact avec le lopin et une vitesse d'impact v_i lui est associée.

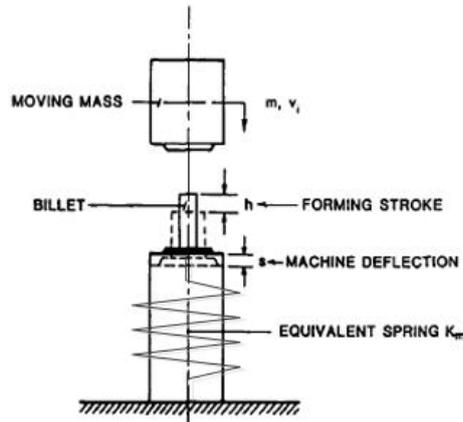


Figure I-22 Modélisation à 1 degré de liberté non amortie d'un pilon simple-effet (Tobias 1985)

A partir de l'application du principe fondamental de la dynamique, il est possible d'obtenir l'équation du mouvement du système (I-10). L'équation (I-11) est la relation reliant la déformation du ressort k_m à l'effort appliqué par le lopin.

$$m_i \cdot \ddot{y} = -F(h) \quad (I-10)$$

$$k_m \cdot s = F(h) \quad (I-11)$$

avec y le déplacement de la masse m_i par rapport à sa position à $t=0$, s l'allongement et k_m la raideur équivalente associée au ressort. Dans cette étude, l'effort F est modélisé par une fonction linéaire qui croît avec l'écrasement du lopin. Avec ce modèle, l'influence de la vitesse de frappe sur l'effort maximal simulé et sur l'efficacité du processus de forgeage a pu être étudiée.

Ce modèle est ensuite complété par une seconde masse, le modèle obtient alors un degré de liberté supplémentaire pour considérer la dynamique de l'enclume du pilon (Vajpayee *et al.* 1979). L'enclume des pilons est construite sur un système d'amortissement qui permet de limiter la propagation des ondes mécaniques au voisinage de la machine. Pour considérer les effets d'amortissement dus à ce système, un amortisseur est ajouté au modèle en parallèle du ressort qui relie l'enclume au bâti (Vajpayee et Sadek 1977). Après sollicitation, le système retrouve alors sa position d'équilibre, les oscillations ne perdurent pas indéfiniment, ce qui est en concordance avec les observations expérimentales. Le modèle à deux degrés de liberté avec un amortisseur est présenté en Figure I-23.

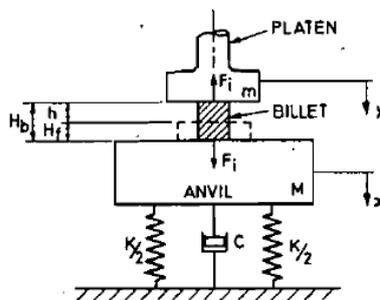


Figure I-23 Modélisation à deux degrés de liberté amortie d'un pilon simple-effet (Vajpayee et Sadek 1977)

En augmentant le nombre de degré de liberté du système, le nombre d'équations du mouvement augmente. Ces équations sont écrites dans le cas du modèle à deux degrés de liberté en équation (I-12) et (I-13).

$$m. \ddot{y} = -F_i(h) \quad (I-12)$$

$$M. \ddot{x} + c. \dot{x} + K. x = F_i(h) \quad (I-13)$$

avec m et M respectivement la masse du marteau et la masse de l'enclume, F_i l'effort de réaction du lopin, c le coefficient d'amortissement et K la raideur associée au système d'amortissement. Un système d'équations différentielles est alors obtenu. Les effets de plusieurs types de sollicitation, représentant des opérations de forgeage différentes, sont évalués en imposant différents profils d'effort de forgeage F_i . Puis l'effort de réaction du lopin F_i est exprimé grâce au modèle de Siebel (Vajpayee *et al.* 1979) calculant l'effort en fonction de l'écrasement du lopin, lui-même déduit du déplacement des masses m et M . Ce modèle a alors permis d'étudier l'influence des paramètres opératoires et des paramètres du modèle sur la prédiction de plusieurs grandeurs de forgeage et de l'efficacité du processus.

6.2.2 Prise en compte du comportement des fondations

Par ailleurs, des études se sont intéressées à l'influence de la fondation du pilon sur le procédé de forgeage. C'est le cas de Vajpayee et Sadek qui proposent un modèle à trois degrés de liberté, constitué de trois masses et deux ressorts (Vajpayee et Sadek 1978) et dont une représentation est donnée en Figure I-24. Par rapport aux études précédentes, une masse est ajoutée et le couplage entre les masses M_1 et M_2 via le ressort K_1 est réalisé.

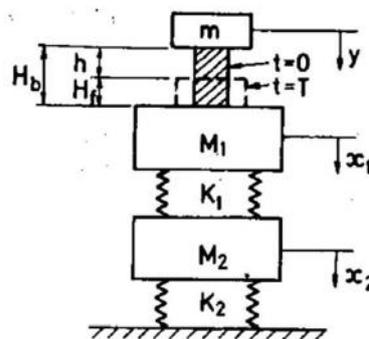


Figure I-24 Modèle d'un pilon à trois degrés de liberté considérant le comportement de la fondation

D'autres auteurs se focalisent exclusivement sur le comportement du système enclume-fondation (Novak et El Hifnawy 1983 ; Novak 1983), le pilon lui-même n'est plus représenté dans la modélisation, seule son action sur l'enclume est prise en compte. Selon les pilons, la fondation qui supporte la machine peut être constituée d'un ou plusieurs éléments pouvant entrer en mouvement pendant la frappe. Pour cette raison, des modèles représentant le comportement du système enclume-fondation avec des degrés de liberté différents ont été proposés, ces modèles sont présentés en Figure I-25. Comme pour les modèles précédents, l'application du principe fondamental de la dynamique permet d'écrire les équations du mouvement dans un système d'équations différentielles. Cette étude diffère dans la façon d'imposer les conditions aux limites : ici ce n'est pas un signal d'effort qui est imposé aux masses, mais une vitesse initiale. Cette vitesse est calculée en négligeant l'influence du lopin durant la frappe, c'est-à-dire en supposant que la masse tombante impacte directement

l'enclume. La vitesse de l'enclume après la frappe est alors obtenue selon la théorie des chocs (cf. section 6.1.1).

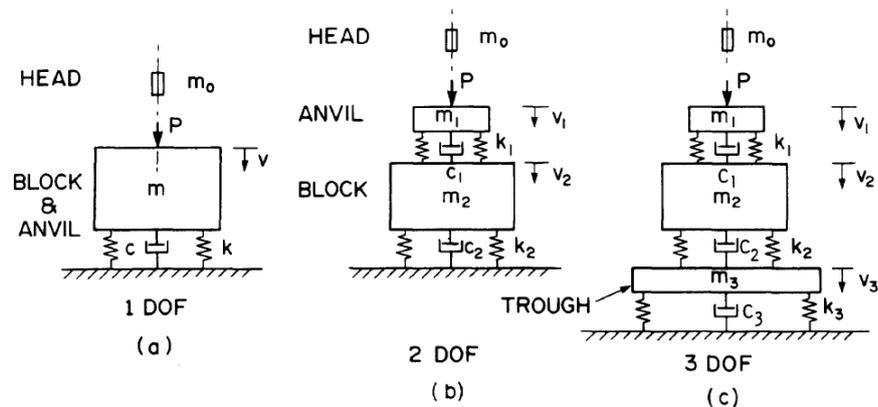


Figure I-25 Modèle pour la fondation d'un pilon à a) 1 degré de liberté b) Deux degrés de liberté c) Trois degrés de liberté (Novak et El Hifnawy 1983)

Les auteurs proposent une résolution analytique du problème à partir d'approximations des équations du modèle, dans le cas d'un système à deux degrés de liberté. Ils étudient ensuite l'impact de la variation des paramètres sur l'allure des courbes de déplacement des masses. Les déplacements des masses 1 (enclume) et 2 (fondation du pilon) sont tracés pour un jeu de paramètres donné en Figure I-26. Deux modes de vibrations dus aux deux masses considérées sont mis en évidence. Les déplacements s'expriment comme la somme de deux sinusoïdes amorties : celle du premier mode vibratoire de courte fréquence et de grande amplitude et celle du deuxième mode, d'amplitude faible et de fréquence élevée. Pour un modèle à trois degrés de liberté, une vibration supplémentaire apparaîtrait et correspondrait à une troisième sinusoïde qui s'ajouterait à l'expression des déplacements.

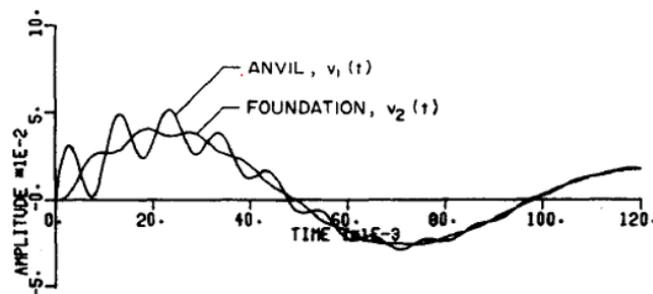


Figure I-26 Déplacement de la fondation et de l'enclume pour un modèle à deux degrés de liberté (Novak 1983)

Par ailleurs, la détermination de la raideur et de l'amortissement des fondations est réalisée à partir de méthodes issues du génie civil et en exploitant les géométries des composants et les matériaux utilisés pour la construction de la fondation (Novak 1983). En ce qui concerne le système reliant l'enclume à la fondation, l'auteur utilise les caractéristiques fournies par le constructeur pour exprimer la raideur et l'amortissement.

Pour certaines machines, l'effort exercé sur la fondation peut être excentré, dans ce cas, en plus des phénomènes de translation, la rotation d'éléments de la structure peut être observée. Le sujet a aussi été traité et un modèle à trois degrés de liberté a été proposé pour décrire le comportement de l'ensemble (Figure I-27).

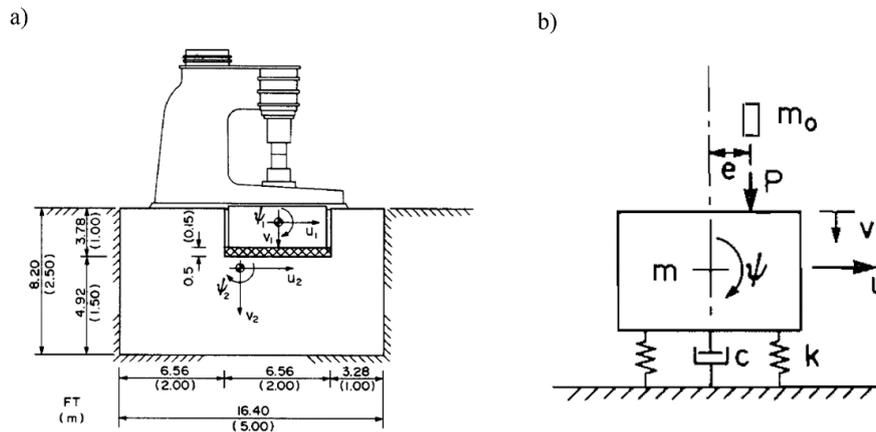


Figure I-27 a) Schéma d'un pilon à frappes excentrées b) Modèle associé à un pilon à frappes excentrées (Novak et El Hifnawy 1983)

Une fois la méthode de modélisation et de résolution des équations mise en place, l'exploitation de ces modèles a été réalisée. La réponse du modèle de la fondation à différents types de sollicitations en effort, correspondant à des profils typiques de forgeage, a été étudiée. Par ailleurs la sensibilité du modèle à la variation des paramètres a été analysée (El Hifnawy et Novak 1984 ; Chehab et El Naggar 2004). Des investigations concernant le soulèvement de l'enclume et de la fondation ont été réalisées en modélisant la perte de contact entre les masses, les ressorts et les amortisseurs du modèle (Harwood et Novak 1986). Une autre approche, basée sur les équations d'ondes résolues numériquement, a permis de simuler le déplacement de l'enclume (Chow et Yong 1993). Les résultats obtenus ont été comparés aux prédictions de Novak et à des mesures expérimentales dans d'autres conditions. Dans les deux cas, les résultats issus de la résolution des équations d'ondes concordent avec les valeurs comparées.

Les modèles présentés ci-dessus ont permis de mieux comprendre la réponse des fondations d'un pilon lorsqu'elles sont sollicitées par des efforts de forgeage. Il devient ensuite possible d'optimiser cette réponse pour limiter les nuisances au voisinage de la machine. Pour cela, plusieurs études se sont intéressées à la conception du système d'isolation vibratoire des fondations de la machine. C'est ainsi que les modèles introduits précédemment ont été complétés par le modèle du dispositif limitant les vibrations, ce qui permet d'étudier la réponse de ce nouveau modèle, lorsqu'une sollicitation lui est imposée (Wang et Dong 2006). Les paramètres du modèle de l'isolateur vibratoire sont alors optimisés pour limiter la propagation des ondes mécaniques. Une autre étude compare l'efficacité de ces systèmes d'isolation grâce à une analyse numérique pour plusieurs types de fondations et des paramètres différents pour le modèle de la machine (Chehab et El Naggar 2003). Des pistes sont alors proposées sur la pertinence d'installer un dispositif d'isolation vibratoire et sur la manière de le concevoir pour une machine donnée. Une démarche similaire a été appliquée pour étudier l'influence du renforcement du sol, supportant la fondation de la machine, sur les phénomènes de vibration (Heidari et El Naggar 2010). Les auteurs montrent que ce procédé peut être complémentaire à la conception d'un système d'isolation pour réduire les amplitudes des vibrations de la fondation lors des frappes. Enfin, il est à noter que ce type d'analyse se développe aussi pour des presses à vitesse de travail élevée (Zheng *et al.* 2011).

A travers ces études, l'importance du rôle de la fondation sur la propagation des ondes mécaniques après le forgeage a été mise en évidence. Ces ondes sont une source de nuisance pour les opérateurs travaillant autour de la machine ou encore pour les riverains à proximité du

lieu de production. C'est d'ailleurs ce dernier aspect qui a motivé la limitation de ces vibrations. La mise en forme du lopin n'est pas modélisée dans ces études. En effet, la sollicitation du modèle de la machine passe par l'application d'un profil d'effort ou bien par la transmission d'une vitesse initiale à l'enclume. Les phénomènes qui en résultent sont ainsi postérieurs au forgeage du lopin et ne peuvent donc pas influencer l'efficacité du processus de mise en forme.

6.2.3 Considération des composants de la machine

Jusqu'ici, les composants propres des machines ont été modélisés en considérant seulement la masse tombante et l'enclume, à travers le comportement de deux masses. Or, la structure des machines de forgeage peut faire intervenir une multitude de composants, pouvant être à l'origine de phénomènes vibratoires. Afin de rendre compte de ces phénomènes dans le cas d'un pilon de « laboratoire », Gregorian propose de décrire le comportement de la masse tombante grâce à deux masses (Gregorian *et al.* 1976). Il modélise la masse tombante en la décomposant en deux parties reliées l'une à l'autre par un système de Kelvin-Voigt (Figure I-28). Par ailleurs, les phénomènes de friction entre les glissières et la masse tombante sont pris en considération grâce à l'effort F appliqué sur la masse M_4 . De cette manière, il est possible de représenter les vibrations qui ont lieu au sein de la machine et d'en déduire l'impact sur le procédé de forgeage.

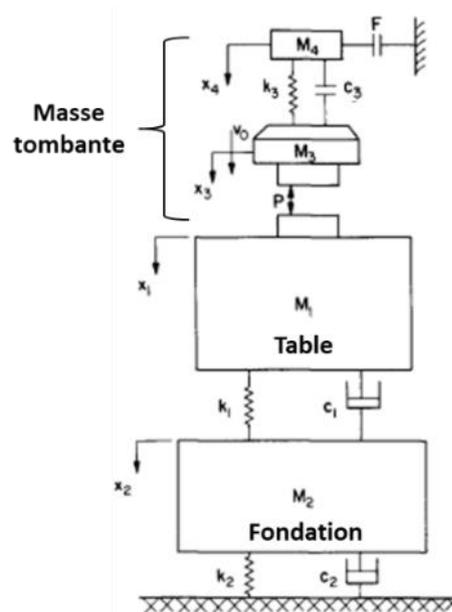


Figure I-28 Modèle à quatre degrés de liberté viscoélastique associé à un pilon (Gregorian *et al.* 1976)

Dans cette logique de prise en compte des effets élastiques et d'amortissement au sein de la machine, un modèle pour un pilon à cinq degrés de liberté a été proposé. Ce modèle prend en compte le comportement des fondations, de l'enclume, de la masse tombante, des colonnes et de la traverse (Vajpayee *et al.* 1982). Tous les éléments sont en série, excepté la masse tombante qui est en parallèle des colonnes supportant la presse (Figure I-30).

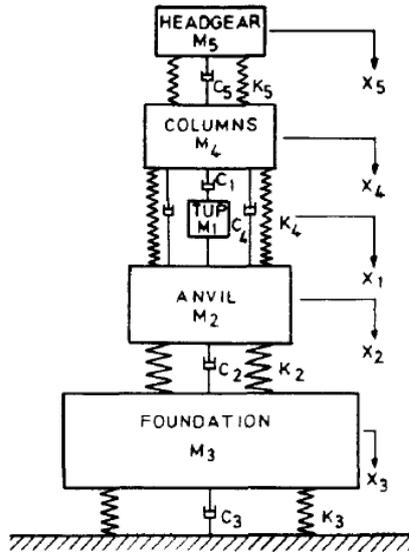


Figure I-29 Modèle à cinq degrés de liberté viscoélastique série-parallèle (Vajpayee et al. 1982)

Le nombre d'équations du mouvement associé au modèle devient plus important lorsque le degré de liberté du système augmente (I-14).

$$\begin{aligned}
 M_1 \ddot{x}_1 + C_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_4) &= -F_i \\
 M_2 \ddot{x}_2 + K_4 (x_2 - x_4) + C_4 (\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + K_2 (x_2 - x_3) + C_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) &= F_i \\
 M_3 \ddot{x}_3 - K_2 (x_2 - x_3) - C_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + K_3 x_3 + C_3 \dot{x}_3 &= 0 \\
 M_4 \ddot{x}_4 - K_4 (x_2 - x_4) - C_4 (\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + K_5 (x_4 - x_5) + C_5 (\dot{x}_4 - \dot{x}_5) &= 0 \\
 M_5 \ddot{x}_5 - K_5 (x_4 - x_5) - C_5 (\dot{x}_4 - \dot{x}_5) &= 0.
 \end{aligned} \tag{I-14}$$

Si le champ de recherche est élargi aux autres types de machines, une approche similaire a été mis en place pour la modélisation des presses mécaniques (Zheng *et al.* 2012 ; Jia et Xu 2014). Les composants de la presse sont aussi modélisés à partir de masses, d'amortisseurs et de ressorts mais des éléments comme le système bielle-manivelle sont modélisés avec un modèle dédié, pour rendre compte des phénomènes de pertes énergétiques dans la transmission des efforts et des moments (Figure I-30).

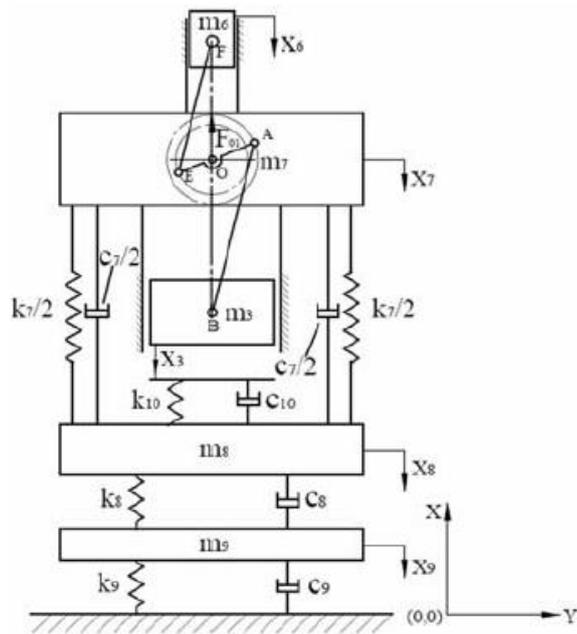


Figure I-30 Modélisation d'une presse mécanique avec prise en compte du comportement du système bielle-manivelle (Zheng et al. 2012)

Un des moyens de parvenir à une représentation plus fidèle des phénomènes ayant lieu durant le processus de forgeage a donc été d'augmenter la finesse des modèles et de considérer un nombre d'éléments plus important. Néanmoins, dans tous ces modèles les éléments considérés dans la modélisation sont issus d'une analyse de la structure de la machine, le choix des éléments pris en compte est alors arbitraire et à l'appréciation des auteurs. Or, augmenter le nombre de degré de liberté du système n'implique pas nécessairement une amélioration des prédictions du modèle : certains éléments n'ont que peu d'impact sur le système et d'autres peuvent être « regroupés » à travers une seule brique rhéologique qui n'implique pas un degré de liberté supplémentaire. Par ailleurs, les masses, les coefficients d'amortissement et les raideurs sont obtenus à partir de la connaissance de la machine. Soit les coefficients sont obtenus à partir de données fournies par le constructeur, soit ils sont calculés de manière théorique à partir des géométries et des matériaux des composants considérés.

6.3 Modèles éléments-finis et hybrides

Des modèles avec des nombres de degré de liberté de plus en plus élevés ont été proposés dans la littérature pour décrire le comportement des machines de forgeage. Néanmoins, l'augmentation du nombre de degré de liberté des modèles implique un nombre plus élevé d'équations à résoudre et de paramètres à identifier pour réaliser les simulations avec le modèle. Pour représenter tous les éléments constituant une machine, des modèles avec des centaines ou des milliers de degré de liberté seraient nécessaires. Ainsi, l'approche multi-corps et la modélisation éléments-finis exploitant un modèle CAO de la machine ont été privilégiés pour représenter cette complexité.

6.3.1 Modèles éléments-finis

Un modèle éléments-finis basé sur un modèle CAO d'une presse mécanique a été mis œuvre pour la simulation d'une séquence de forgeage multi-étapes (Krušič *et al.* 2011). Ce type d'opérations correspond au forgeage de plusieurs lopins lors de la même frappe, grâce à

plusieurs outils montés sur le même outillage (Figure I-31). Les efforts appliqués sont différents selon les outils, ce qui peut produire des phénomènes de rotation du coulisseau lors d'une frappe, ainsi des réglages importants sont souvent nécessaires avant d'obtenir un outillage opérationnel. Pour simuler une frappe, le modèle éléments-finis de la presse est couplé avec le modèle éléments-finis décrivant le comportement des lopins lors du forgeage, permettant de simuler l'opération de forgeage en considérant la rotation et l'allongement de la machine et des outillages. En prédisant numériquement les géométries finales des lopins, il est alors possible d'optimiser la réponse du modèle en travaillant sur les géométries des outils et éviter des temps de réglage importants expérimentalement. Une autre analyse éléments-finis du comportement dynamique d'une presse a été mis en place (Li *et al.* 2016) : les modes vibratoires et la réponse du modèle en régime transitoire ont été déterminés par simulation et montrent une bonne concordance avec les résultats expérimentaux obtenus par analyse modale.

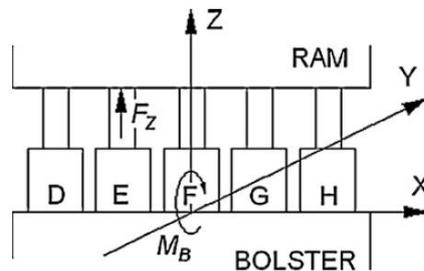


Figure I-31 Illustration du forgeage multi-étapes (Krušič *et al.* 2011)

6.3.2 Modèles hybrides

La simulation éléments-finis avec un modèle représentant le comportement de la machine, des outillages et du lopin permet une bonne prédiction des grandeurs de forgeage, mais au prix d'un temps de calcul important. C'est pourquoi des modèles basés sur un couplage entre un modèle multi-corps et un modèle éléments-finis ont été mis en place dans le but d'optimiser le temps de simulation. Le modèle multi-corps permet, à partir d'un modèle CAO de la machine, de considérer les masses et de définir les liaisons entre chacune d'entre elles. L'inertie de chacun des éléments considérés est déterminée à partir des géométries et des masses volumiques, tandis que les contacts sont définis par l'utilisateur. Dans les cas qui suivent, la simulation éléments-finis intervient pour simuler le comportement local de certains éléments, soit du système {machine + outillages}, soit du lopin, afin d'améliorer la justesse des prédictions. Cette approche a été jugée adéquate pour décrire le comportement vibratoire des machines de forgeage car elle est adaptée à la simulation des vibrations qui ont lieu dans la structure.

Cette méthode a été utilisée pour la modélisation d'une séquence de forgeage multi-étapes avec une presse mécanique (Brecher *et al.* 2010) : l'intégralité de la machine est modélisée par un modèle multi-corps et seul le comportement du lopin est décrit par un modèle éléments-finis. Les géométries finales de la pièce sont prédites avec le modèle éléments-finis idéal, c'est-à-dire sans considération des déformations élastiques de la machine. Par ailleurs, la séquence est simulée avec le modèle couplé pour cette fois prendre en compte l'influence du comportement élastique de la structure. Le modèle couplé prédit alors la rotation du coulisseau qui se répercute sur la hauteur finale du lopin, ce qui montre la plus-value du modèle couplé par rapport au modèle idéal ne prenant pas en compte ce phénomène. Une optimisation de la course des

outillages et de leurs inclinaisons est ensuite réalisée grâce à la simulation, afin de compenser les phénomènes de rotation et d'allongement de la structure.

Dans le but d'étudier la rupture en fatigue des éléments d'une presse mécanique, utilisée pour la découpe de tôles, un modèle hybride a été développé : seulement certains éléments ont été maillés par des éléments-finis comme l'excentrique, le coulisseau, le bâti et les bielles (Behrens *et al.* 2012). La simulation parvient à reproduire les cycles de fatigue auxquels les composants de la machine sont soumis et à estimer un nombre de cycles avant rupture avec une incertitude. Le nombre de cycles avant l'apparition d'amorces de fissures est ensuite estimé expérimentalement, ce nombre est compris dans l'intervalle d'incertitude obtenu grâce aux simulations, validant ainsi la pertinence de la méthode et du modèle. Un modèle hybride pour le même type de machines qui modélise le vilebrequin et la bielle par éléments-finis a été proposé (Zheng et Zhou 2014). De plus, les phénomènes de jeux entre le vilebrequin, la bielle et le coulisseau sont considérés lors de la définition des contacts. Avec une étude purement numérique, l'auteur met en évidence l'influence des jeux sur la réponse dynamique de la structure de la machine.

Dans le cas d'une presse à emboutir, toute la structure a été modélisée avec un modèle multi-corps et seul l'outillage utilisé a été maillé pour décrire son comportement grâce à une simulation éléments-finis (Swidergal *et al.* 2014, 2015). La réponse du système sollicité en effort a pu être prédite par la simulation et les résultats comparés à des mesures de déplacements et de vitesses durant une frappe, montrant la capacité du modèle à prédire les vibrations de la structure.

Les modèles hybrides font intervenir plusieurs sous-modèles représentant le comportement des différents éléments interagissant ensemble durant le forgeage : la machine, les outillages et la pièce forgée. Ces modèles étant de différentes natures, c'est-à-dire issus de modélisations éléments-finis ou multi-corps, il est souvent nécessaire de coupler plusieurs logiciels pour simuler une opération de forgeage. Les différents types de couplage ont été identifiés puis formalisés dans trois catégories (Brecher *et al.* 2009), ils sont présentés en Figure I-32 :

- « Simulations séparées » ou « offline-coupling » : les simulations du comportement du lopin et du comportement de la machine sont séparées. Les résultats de la simulation du comportement du lopin sont les conditions aux limites de la simulation du comportement de la machine et inversement.
- « Une seule simulation » ou « Model integration » : une seule et même simulation permet d'obtenir le comportement du lopin et de la machine.
- « Synchronisées en continu » ou « Co-simulation » : les deux simulations fonctionnent séparément mais sont reliées par un logiciel tiers qui assure la synchronisation en continu entre les résultats et les conditions aux limites de chacune des deux simulations.

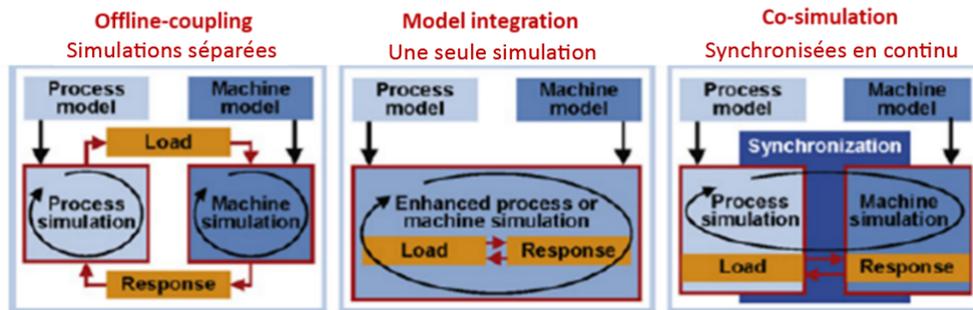


Figure 1-32 Les trois types de couplage identifiés entre modèle de lopin et modèle de machine (Brecher et al. 2009)

6.4 Synthèse

Dans cette section, les modèles dynamiques proposés dans la littérature pour décrire le comportement des machines de forgeage ont été présentés. Différentes approches ont été proposées : les modèles masses-ressorts-amortisseurs, les modèles éléments-finis et les modèles hybrides. Certaines parties de la machine, des outillages ou bien des fondations sont considérées ou non selon les modèles. Des couplages entre le modèle du système {machine + outillages} et un modèle décrivant le comportement du lopin ont été proposés, afin de fournir une représentation complète du processus de forgeage.

Concernant les modèles éléments-finis et hybrides, ils permettent une bonne représentation du processus de forgeage lorsque la conception de la machine et des outillages est bien connue. Dans le cas où ces informations ne sont pas disponibles, typiquement pour des installations anciennes ou ayant subies plusieurs transformations, cette approche n'est plus applicable directement et n'est possible qu'au prix de longues investigations.

Pour les modèles masses-ressorts-amortisseurs, ils peuvent être d'un niveau de finesse différents, en prenant en considération plus ou moins d'éléments. La difficulté est de réaliser les bonnes hypothèses afin de considérer les éléments qui ont un impact significatif sur le procédé de forgeage. Un nombre de degrés de liberté important n'est pas indispensable. En effet tous les composants de la machine n'ont pas une influence significative sur le procédé et le comportement de plusieurs composants peut être modélisé au travers d'une seule masse, d'un seul ressort ou d'un seul amortisseur équivalent, le cas échéant. Il peut être noté que toutes les méthodes de modélisation sont basées sur une analyse de la structure et du fonctionnement de la machine, ainsi le modèle résultant est en grande partie influencé par le jugement de l'auteur.

7. Méthodes d'identification paramétrique

L'identification des paramètres, nécessaire à l'utilisation des modèles présente une certaine difficulté d'un point de vue technologique. En effet, il est difficile de solliciter la machine de manière adéquate pour générer les déformations souhaitées. Dans cette section, plusieurs protocoles exploitant démarches expérimentales et simulations pour l'identification des paramètres des modèles sont passés en revue.

7.1 Sollicitation de la machine avec des dispositifs externes

Afin de produire les efforts nécessaires à la déformation de la structure de la machine pour en déduire sa raideur, des appareils spécifiques ont été développés. Dans les travaux de Behrens (Behrens *et al.* 2007), un protocole utilisant un dispositif permettant d'appliquer un effort

contrôlé sur une presse mécanique a été proposé (Figure I-33). Placé sur la table de la machine, le dispositif, constitué d'un vérin hydraulique calibré, applique un effort sur la machine bloquée au point mort bas. A chaque instant est connu l'effort exercé sur la machine grâce à un capteur mesurant la pression dans le vérin. Pour mesurer les déformations du coulisseau et de la table de la machine, des jauges de déformation sont disposées sur ces deux éléments. Les déformations et les efforts ainsi obtenus, il est alors possible de calculer la raideur équivalente de la machine. En excentrant le dispositif sur la table, des moments peuvent être appliqués sur le coulisseau de la machine, pour déterminer les raideurs en torsion. D'autres dispositifs similaires existent dans la littérature (DIN 1986 ; Javadi *et al.* 2010). Avec ces méthodes, il est possible de déterminer les paramètres des modèles ne considérant que le comportement élastique des machines de forgeage dans des conditions statiques.

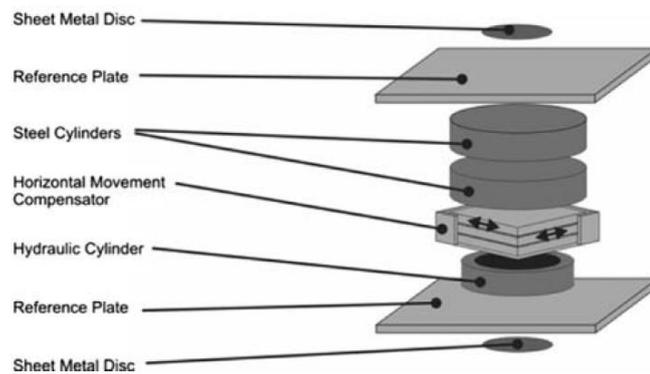


Figure I-33 Dispositif permettant l'application et la mesure d'un effort sur une machine de forgeage (Behrens et al. 2007)

7.2 Exploitation d'une frappe pour générer les efforts

Afin de se passer de dispositifs extérieurs, des protocoles ont été développés pour exercer l'effort souhaité durant une frappe en utilisant le coulisseau de la machine comme pour le forgeage d'une pièce. Une première idée est de forger un lopin et de réaliser des mesures de déplacement et d'effort durant la frappe, pour ensuite en déduire les raideurs de la machine (Wagener et Schlott 1989). Pour étudier les phénomènes de torsion, il est possible d'excentrer le lopin sur la table, de cette manière, un moment est appliqué au coulisseau de la machine, provoquant sa rotation. La méthode a été formalisée afin de déterminer les coefficients de la matrice de flexibilité associée à la machine (cf. section 3.1) en la sollicitant dans différentes configurations (Arentoft *et al.* 2000). Une illustration des positions où peuvent être placés les lopins est présentée en Figure I-34. Comme précédemment, le choix de la position du lopin permet de générer des efforts ou des moments sur le coulisseau, produisant torsions et allongements de la structure.

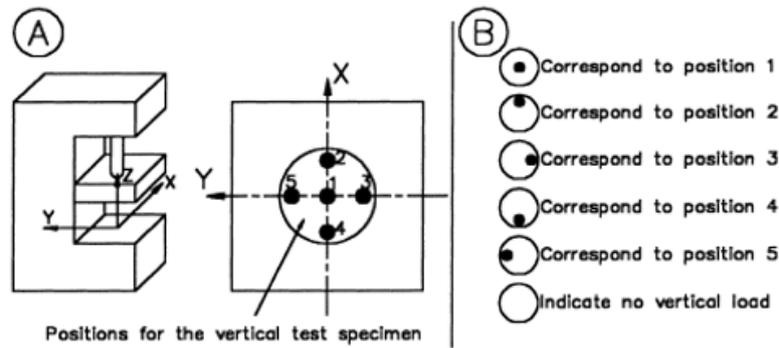


Figure I-34 Schéma du positionnement des lopins calibrés sur la table d'une presse (Arentoft et al. 2000)

Afin de permettre des conditions de sollicitation différentes de la structure de la machine, des outillages particuliers ont été développés (Chodnikiewicz *et al.* 1994). La frappe sur une pièce est toujours exploitée, mais le point d'application et la direction des efforts sont contrôlés, grâce à l'outillage ou aux géométries du lopin.

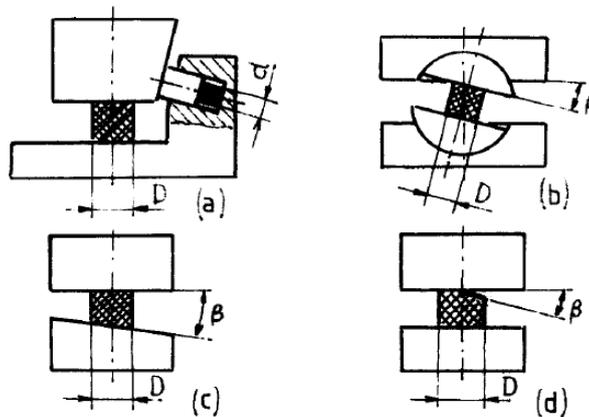


Figure I-35 Conceptions d'outillages permettant le contrôle des efforts appliqués sur la structure d'une machine de forgeage

Par ailleurs, des dispositifs spécifiques ont été développés pour être utilisables sur tous les types de machines, sans utiliser de lopins (Arentoft et Wanheim 2005). Plusieurs types de ces dispositifs existent, chacun permettant d'exercer l'effort ou le moment voulu sur l'axe souhaité. La Figure I-36 présente un appareil permettant d'obtenir un effort horizontal selon l'axe X ou Y de la machine, en fonction de son positionnement. Grâce à ces dispositifs, les coefficients des matrices de flexibilité associées à deux presses hydrauliques et une presse mécanique ont pu être déterminés. Des outillages du même type ont été développés pour une presse à vis dont les montages et l'instrumentation sont similaires (Ghiotti et Bariani 2007)

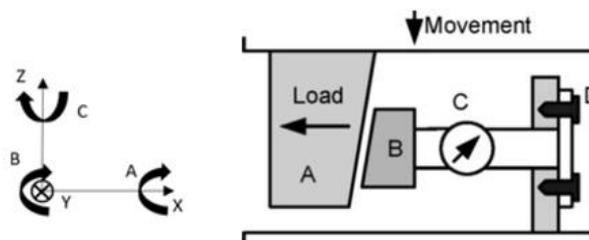


Figure I-36 Dispositif d'application d'effort horizontal (Arentoft et Wanheim 2005)

Dans la continuité des méthodes proposées avec des lopins, Behrens propose de remplacer les lopins par des ressorts à gaz montés sur la table d'une presse mécanique (Behrens *et al.*

2007). Comme pour forger une pièce, une frappe est effectuée sur les ressorts à gaz, ce qui permet de générer un effort sur le coulisseau de la presse, l'effort étant maîtrisé grâce au contrôle de la pression dans les ressorts. De la même façon que pour les lopins, en travaillant sur la position des ressorts, des moments ou des efforts peuvent être appliqués sur les différents axes de la presse.

En supposant que l'intégralité de l'énergie cinétique à l'impact est transmise au bâti d'une presse à vis lors d'une frappe outil contre outil, il est possible de déterminer la raideur du ressort équivalent modélisant le comportement de la presse (Durand *et al.* 2017, 2018). Par hypothèse, l'énergie stockée élastiquement lorsque l'effort est maximal correspond à l'énergie cinétique introduite. A partir des relations des ressorts linéaires, il est alors possible de calculer la raideur du ressort équivalent à partir de l'énergie cinétique à l'impact et de l'effort maximal mesuré.

Il existe des différences dans la façon de procéder, pour ce qui concerne la mesure des déformations. Dans les travaux de Arentoft, des lopins identiques, en plomb et ayant une résistance mécanique à la déformation négligeable, sont disposés sur l'outil inférieur (Arentoft *et al.* 2000). Après une frappe, les déformations de ces lopins sont comparées afin de déterminer l'inclinaison du coulisseau durant la frappe (Figure I-37).

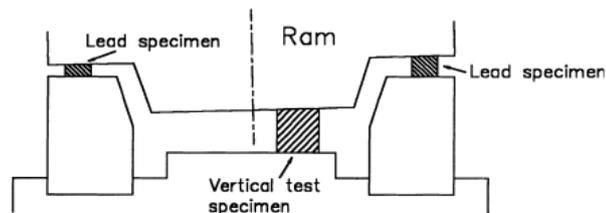


Figure I-37 Illustration de la mesure de l'inclinaison du coulisseau avec la méthode des lopins en plomb (Arentoft *et al.* 2000)

Par ailleurs, des jauges de déformation collées sur le coulisseau et la table de la presse peuvent aussi être utilisées et ont l'avantage de fournir une acquisition de la déformation au cours du temps (Chodnikiewicz et Balendra 2000 ; Arentoft et Wanheim 2005). Enfin, l'amélioration des techniques d'acquisition d'images a permis l'utilisation de caméras pour mesurer des déformations élastiques. Brecher enregistre les déformations du coulisseau d'une presse mécanique, grâce à un système de suivi de points en trois dimensions, utilisant un dispositif optique binoculaire. Comme avec les jauges, une acquisition tout au long de la frappe est obtenue, mais l'avantage est ici d'avoir un moyen de mesure externe ne nécessitant pas de travaux sur la machine (Brecher *et al.* 2010). Avec un moyen de mesure similaire, la déformation des montants d'une presse à vis a été mesurée durant une frappe sur un lopin (Durand *et al.* 2017, 2018). Un capteur intégré à la presse a permis d'obtenir l'effort appliqué sur les montants, il a alors été possible de calculer leurs raideurs.

7.3 Détermination des raideurs grâce à la simulation éléments-finis

Dans le but de s'affranchir de la réalisation d'essais et de pouvoir exercer des efforts impossibles à reproduire par l'expérience, plusieurs auteurs se sont intéressés à la simulation éléments-finis pour déterminer la raideur de leur presse. Dans les travaux de Lu et Ou, le modèle CAO simplifié d'une presse à vis a été réalisé (Figure I-38), puis en utilisant un logiciel éléments-finis, des efforts ont été appliqués à la presse et les déformations élastiques de la machine ont été calculées (Ou 2006 ; Lu et Ou 2012). Les raideurs de la machine sur ses différents axes en torsion et axialement sont alors déduites de l'effort et la déformation.

L'intérêt de cette méthode est qu'il est possible de solliciter la machine sur tous ses axes, sans le développement d'outillages complexes. Néanmoins, il est nécessaire de bien connaître les géométries, les matériaux et les liaisons mécaniques employés pour les composants de la machine, au risque d'introduire de fortes erreurs dans les résultats des simulations.

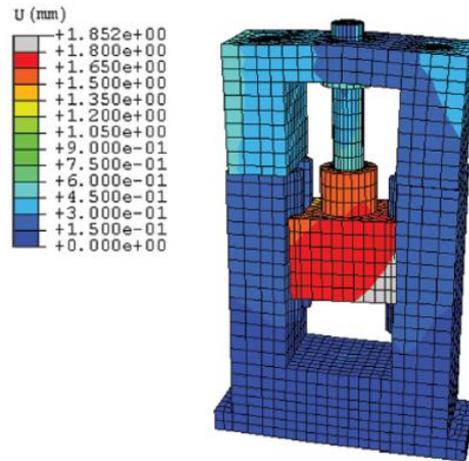


Figure I-38 Résultats de la simulation éléments-finis suite à l'application d'un effort sur le modèle CAO simplifié d'une presse à vis (Lu et Ou 2012)

Plutôt que de travailler sur la machine complète, certains auteurs s'intéressent à des éléments particuliers de la structure. C'est le cas pour une presse mécanique modélisée par un système masses-ressorts-amortisseurs, dont les raideurs des ressorts sont obtenues par des simulations éléments-finis pour certains composants de la machine (Zheng *et al.* 2012). D'autres approches ont été proposées, mêlant estimation expérimentale de la raideur de la presse et estimation de la raideur des outillages par simulation éléments-finis (Kroiss *et al.* 2010 ; Kroiß *et al.* 2013). La raideur d'une presse mécanique a été déterminée expérimentalement en appliquant le protocole proposé par la norme DIN 55189-1. Puis à partir de plusieurs modèles CAO, les différents composants des outillages ont été sollicités au cours de simulations éléments-finis, fournissant, pour un effort donné, la déformation associée. Ainsi, les raideurs de ces éléments ont pu être calculées. Connaissant le type d'association entre les différentes parties de l'outillage et la machine (cf. section 3.3), il a alors été possible de déterminer une raideur équivalente du système {machine + outillages}. Cette raideur a ensuite été exploitée pour la simulation en outils déformables d'une opération d'extrusion, dans le but d'optimiser les géométries des outils. Cette méthode peut être une bonne alternative à une identification expérimentale de la raideur de l'ensemble du système {machine + outillages}, surtout pour une machine sur laquelle les outils changent régulièrement. De plus, cela permet de s'affranchir de la difficulté de quantifier l'impact des liaisons, au sein de la machine, en simulation.

7.4 Synthèse

Les différentes méthodes d'identification des paramètres des modèles associés aux machines de forgeage, ont été passées en revue. Plusieurs protocoles expérimentaux ont été développés pour obtenir ces paramètres. Cela met en évidence que la difficulté majeure réside dans la façon de solliciter la machine pour provoquer la déformation souhaitée. Ce besoin a conduit à la conception d'outillages particuliers permettant d'exercer et de contrôler l'effort qui est appliqué sur la machine. Par ailleurs, grâce à l'instrumentation des machines pour déterminer les déformations associées à ces sollicitations, les raideurs sur les différents axes ont

pu être calculées. Même s'il existe des cas où les paramètres de modèles statiques sont identifiés dans des conditions dynamiques, aucune méthode expérimentale dans la littérature ne propose de déterminer les paramètres d'un modèle dynamique tel que proposé en section 6. Des modèles éléments-finis ont été utilisés pour prédire les raideurs de certains composants de la machine, qui sont ensuite associées aux ressorts dans le modèle masses-ressorts-amortisseurs. Toutefois, la méthode n'a été appliquée qu'à certains composants de la machine et induit des incertitudes sur les paramètres identifiés, du fait de la représentation théorique du comportement des matériaux. Pour les modèles éléments-finis et hybrides décrivant le comportement de la machine, la question de l'identification des paramètres ne se pose pas. En effet, ces méthodes de modélisation sont basées sur la connaissance des éléments de la machine et des contacts entre ces éléments, il n'est donc pas nécessaire d'identifier des paramètres pour ces modèles.

8. Conclusion

L'état de l'art présenté dans ce chapitre a permis de présenter les différents moyens de forgeage existants et d'étudier les phénomènes de consommation d'énergie lors du processus de mise en forme. Le comportement élastique de la structure durant le processus de forgeage a notamment été mis en évidence. Ce phénomène est commun à toutes les catégories de machines et consomme une partie de l'énergie introduite, qui n'est donc pas transmise au lopin. Puis, en se focalisant sur les phénomènes dynamiques, le comportement des machines durant l'accélération des éléments en mouvement et les phénomènes d'émission d'ondes sonores ont été étudiés. Les différents modèles mécaniques permettant d'expliquer le comportement vibratoire des machines de forgeage, dû à l'élasticité de leurs structures et aux masses mises en jeu, ont été présentés. Enfin, les méthodes d'identification des paramètres des différents modèles ont pu être décrites.

La synthèse bibliographique apporte des éléments de réponse quant aux phénomènes et aux phases de fonctionnement de la machine ayant un impact significatif sur la réponse dynamique du procédé de forgeage. En premier lieu, il a été montré qu'il est possible de découpler le problème de l'accélération des éléments en mouvement dans la machine, de celui de la mise en forme du lopin. En effet, la connaissance de la vitesse à l'impact permet de déterminer l'énergie cinétique disponible et de calculer l'efficacité du processus de forgeage par rapport à l'énergie introduite à partir de l'impact. Par ailleurs, la littérature montre que la majorité de l'énergie transportée par les ondes acoustiques est due aux déformations élastiques de la structure de la machine. L'énergie transportée par les autres sources d'émission d'ondes sonores, représente une part négligeable de l'énergie acoustique totale. L'attention doit donc être portée sur le comportement mécanique de la structure lors de la mise en forme.

Concernant la modélisation dynamique des machines de forgeage, plusieurs types de modèles ont été identifiés : les modèles masses-ressorts-amortisseurs, les modèles éléments-finis et les modèles hybrides. Les modèles éléments-finis et hybrides sont basés sur une connaissance approfondie des éléments qui composent la machine et des contacts entre ces éléments. Les résultats des simulations sont fidèles aux résultats expérimentaux dans les cas présentés, mais l'approche est difficilement applicable à des moyens dont la structure n'est pas parfaitement connue.

La modélisation à partir de modèles masses-ressorts-amortisseurs semble être une méthode applicable à un plus grand nombre de machines, de plus, elle présente l'avantage d'un temps de calcul plus faible. Expliquer le comportement du système {machine + outillages} avec ces

modèles, implique néanmoins deux difficultés : la définition du modèle et la détermination de ses paramètres. Concernant la définition du modèle, il faut pouvoir décider des composants à considérer, c'est-à-dire décider du nombre de masses, de ressorts et d'amortisseurs à prendre en compte dans le modèle. Le nombre de degrés de liberté du modèle doit être en lien avec les modes vibratoires observables expérimentalement, afin que les prédictions de la simulation soient au plus proche du comportement réel de la machine. Pour la détermination des paramètres du modèle, les méthodes existantes proposées se basent essentiellement sur la connaissance des géométries et des matériaux des composants pour déterminer les masses et les raideurs. Concernant les coefficients d'amortissement, des modèles théoriques issus du génie civil pour le comportement du sol et les données fournies par les constructeurs pour les systèmes d'amortissement sont utilisés. Contrairement à ce qui est proposé pour les modèles purement élastiques, il n'existe aucune méthode expérimentale permettant d'identifier les coefficients d'un modèle dynamique. Or avec le développement de l'instrumentation des moyens de forgeage, il est aujourd'hui possible d'obtenir une acquisition des grandeurs de forgeage durant la déformation du lopin, même si celle-ci est extrêmement brève. Cela peut permettre une identification des paramètres des modèles dynamiques grâce à des mesures expérimentales, ce qui était impossible par le passé.

Les travaux de cette thèse se donnent alors pour but le développement d'une méthode de modélisation dynamique de l'opération de forgeage pour les machines pilotées en énergie. L'objectif est d'être en mesure de proposer, pour une quelconque machine pilotée en énergie, un modèle équivalent décrivant son comportement durant la mise en forme et d'identifier un jeu de paramètres associés à partir d'une démarche expérimentale. De cette manière, un outil « sur-mesure » est obtenu, qui permet de quantifier l'efficacité durant le processus de forgeage avec un modèle spécifiquement adapté au système { machine + outillages } valable en conditions de production. Par ailleurs, les méthodes disponibles dans la littérature sont complétées avec une approche basée sur des mesures expérimentales.

Dans le chapitre II, la méthode globale de modélisation développée dans ces travaux, est détaillée et illustrée sur un cas issu de la littérature. Le chapitre III aborde les outils de modélisation du comportement du lopin et de l'interface, ainsi que les méthodes expérimentales permettant l'application de la méthodologie de modélisation. Enfin, le chapitre IV décrit l'application de la méthodologie à trois cas d'étude, pour évaluer la prédictivité du modèle Billette-Interface-Machine (BIM), mettre à l'épreuve la généricité de la méthode et étudier la distribution de l'énergie durant le processus de forgeage (Figure I-39).

Chapitre III

Chapitre II

Chapitre IV

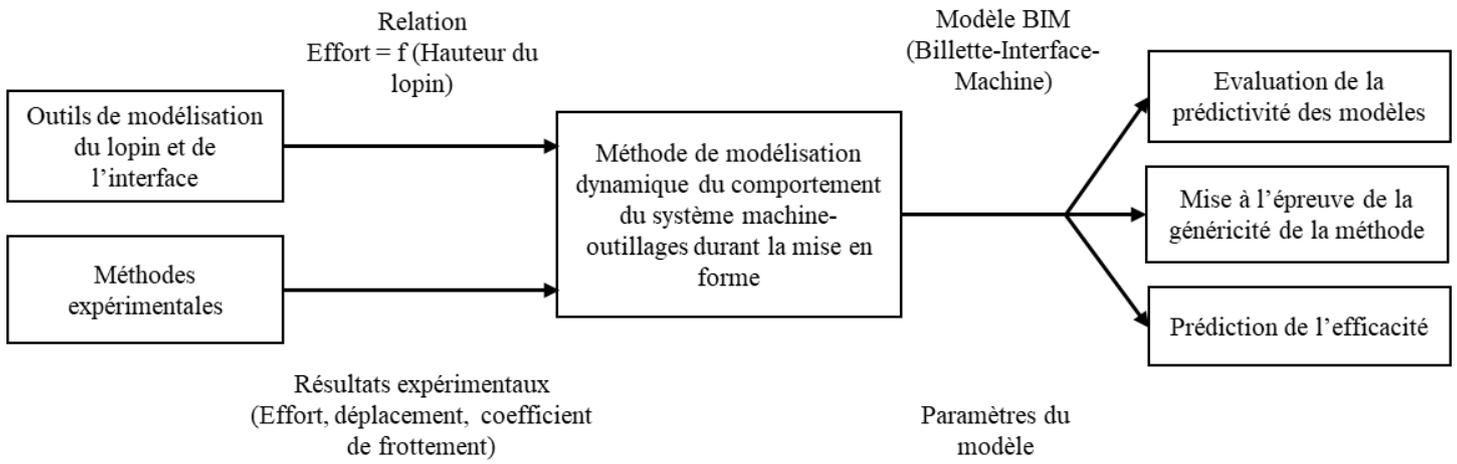


Figure I-39 Illustration des apports des chapitres II, III et IV du manuscrit de thèse

Chapitre II : Méthodologie de modélisation du comportement dynamique des machines de forgeage pilotées en énergie pendant la mise en forme

1. Introduction

La littérature propose des modèles théoriques basés sur la connaissance de la conception de la machine mais sans liens directs avec la réalité. Il n'existe pas d'études s'intéressant à la façon de définir un modèle adapté à une machine et à la méthode d'identification des paramètres associés. Pourtant, le choix du modèle ainsi qu'une identification pertinente de ses paramètres sont essentiels pour obtenir une représentation numérique fidèle du procédé. Ce chapitre présente la méthodologie globale proposée par cette thèse pour la modélisation des machines de forgeage pilotées en énergie, pendant l'opération de mise en forme (Figure II-1). Le modèle de la machine et des outillages est défini et les paramètres associés sont identifiés à partir de l'analyse d'un signal d'effort, de la connaissance de la rhéologie du lopin et de la mesure de la vitesse d'impact ainsi que du coefficient de frottement. Chaque étape de la méthode est présentée, puis est appliquée à un cas d'étude issu de littérature (Yoneyama *et al.* 2018), afin d'illustrer la méthodologie.

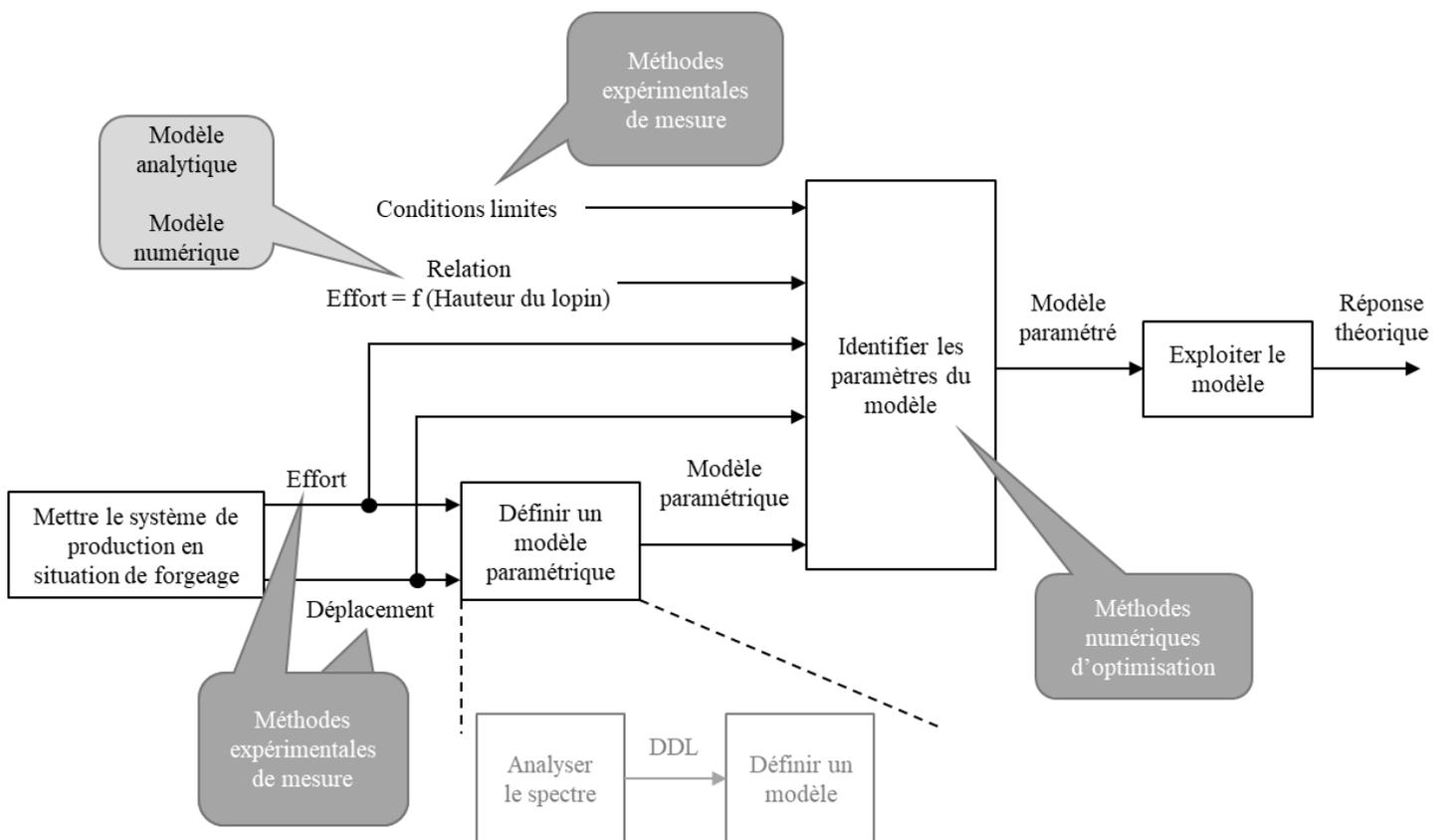


Figure II-1 Méthodologie générale pour la définition d'un modèle décrivant le comportement de la machine et l'identification de ses paramètres

Par la suite, le modèle obtenu pour le cas d'étude est exploité. La robustesse du modèle est évaluée ainsi que sa capacité à prédire le refoulement de lopins dans des conditions opératoires différentes de celles qui ont permis l'identification des paramètres. Enfin, grâce au modèle, la

distribution énergétique est déterminée et l'efficacité du procédé est calculée pour des opérations de forgeage dont les conditions expérimentales sont différentes (Figure II-2).

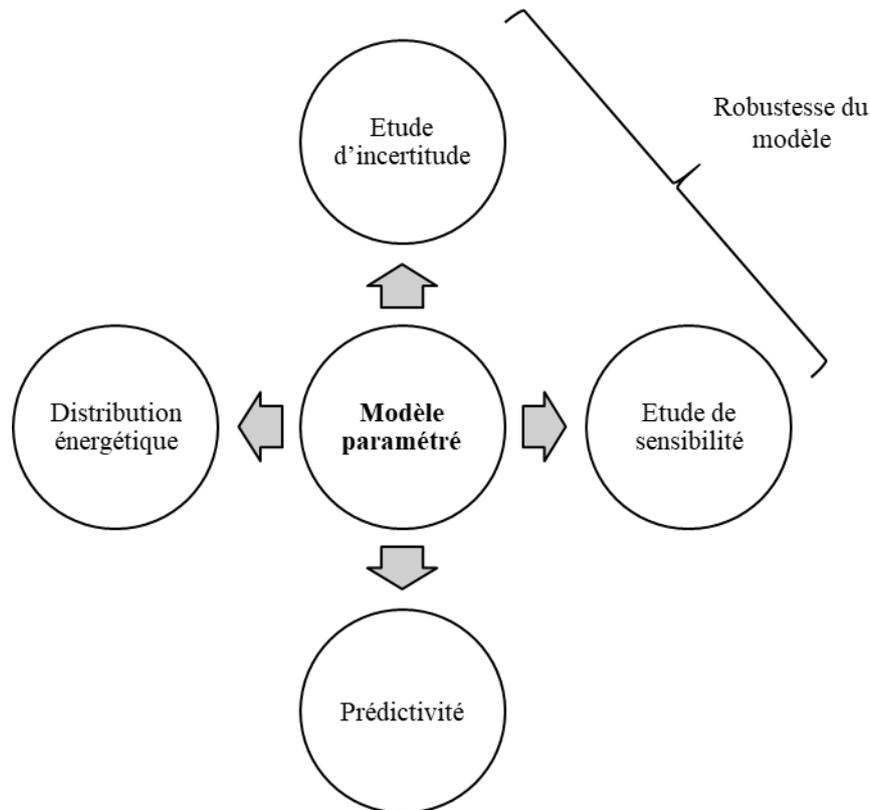


Figure II-2 Illustration de l'exploitation du modèle obtenu pour le pilon simple-effet DIE-MAX 150

Comme expliqué précédemment, les résultats expérimentaux utilisés sont issus de la littérature (Yoneyama *et al.* 2018). L'essai consiste en le refoulement de lopins à l'aide d'un pilon simple-effet DIE-MAX 150 construit par Otani Machinery Mfg. Co., Ltd (Figure II-3). Les outils supérieur et inférieur sont des tas plans. L'outil inférieur a la particularité d'être instrumenté, il permet la mesure de l'effort, de la pression de contact, des frottements et de la température à la surface du lopin, durant la frappe (Yoneyama 2017). L'outil inférieur est chauffé à 200 °C avant d'être monté sur la machine, puis il est lubrifié avec une huile graphitée avant la frappe. Le lopin A, en acier avec un taux de carbone de 0,5%, est un cylindre de hauteur 90 mm et de diamètre 60 mm. Avant la frappe, le lopin est porté à une température comprise entre 1200 °C et 1250 °C. L'effort, la pression et la friction sont enregistrés grâce aux capteurs de l'outil inférieur. Le déplacement du marteau, à partir duquel est déduite la hauteur du lopin h , est suivi grâce à une caméra rapide pendant la frappe. Selon l'auteur, la vitesse approximative de la masse à l'impact est de 6 m/s, quelle que soit la frappe.

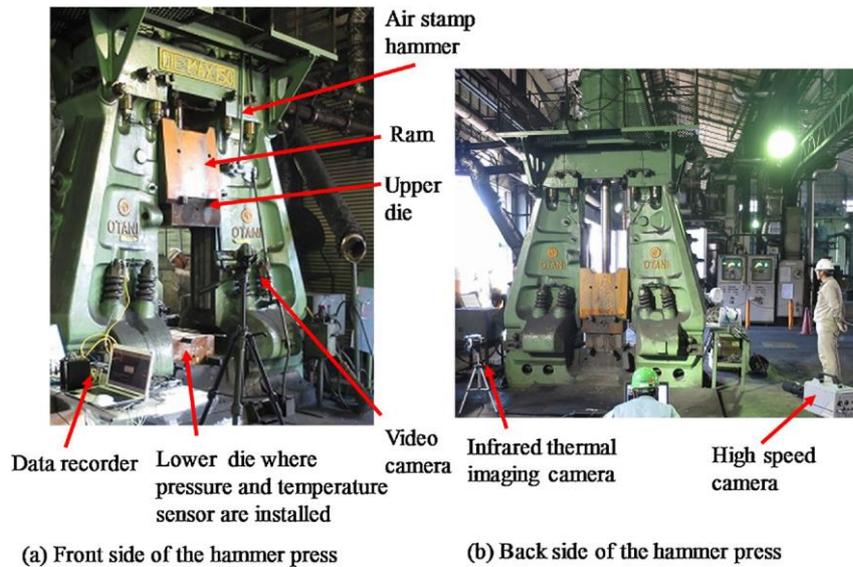


Figure II-3 Photographies annotées de l'installation expérimentale (Yoneyama et al. 2018)

2. Présentation de la méthodologie et illustration sur un cas d'étude

2.1 Analyse spectrale du signal d'effort

2.1.1 Méthode

L'analyse spectrale est l'étape permettant d'identifier les modes vibratoires présents dans le signal d'effort et d'en déduire le nombre de degrés de liberté du modèle masses-ressorts-amortisseurs qui sera associé au comportement de la machine et des outillages. Pour cela, une Transformée de Fourier Discrète (TFD) est réalisée sur le signal d'effort issu du capteur. La TFD fournit une représentation spectrale discrète d'un signal. De ce fait, le spectre d'amplitude peut se présenter sous la forme d'un histogramme dont les classes représentent les fréquences échantillonnées et l'ordonnée les amplitudes associées.

La TFD fournit le spectre d'amplitude pour N échantillons de fréquences, N étant le nombre de points du signal traité. Ces échantillons sont séparés par une fréquence de résolution (ou simplement résolution) $\Delta f = 1/T_e \cdot N$, avec T_e la période d'échantillonnage du signal. La TFD estime les amplitudes associées aux échantillons de fréquences sur l'intervalle $[-1/2 \cdot f_e \cdot N ; 1/2 \cdot f_e \cdot N]$, avec f_e la fréquence d'échantillonnage telle que $f_e = 1/T_e$. Cela conduit à un spectre d'amplitude symétrique par rapport à l'axe des ordonnées, il est alors possible d'observer de chaque côté de l'axe les modes vibratoires constituant le signal. Les spectres d'amplitude présentés dans cette étude sont réduits à la partie $[0 ; 1/2 \cdot f_e \cdot N]$ étant donné que l'intervalle $[-1/2 \cdot f_e \cdot N ; 0]$ n'apporte pas plus d'informations sur le signal du fait de la symétrie.

L'échantillonnage engendre des répliques du spectre d'amplitude aux fréquences $n \cdot f_e$ avec n entier relatif (CATZ 1996). Dans le cas où la fréquence d'échantillonnage est trop faible devant la fréquence maximale du spectre d'amplitude, il est possible d'assister à une superposition des répliques. Ce phénomène est appelé le repliement de spectre, il implique une perte d'information dans le spectre d'amplitude rendant la reconstruction du signal à partir des résultats de la TFD impossible. Pour garantir l'obtention d'un spectre exploitable, il est nécessaire de satisfaire la condition de Nyquist-Shannon (II-1).

$$f_{eMin} \geq 2.F_{Max} \quad (II-1)$$

avec f_{eMin} , la fréquence d'échantillonnage minimale et F_{Max} la fréquence maximale du spectre d'amplitude. La TFD est obtenue à partir de l'algorithme de calcul de transformation de Fourier rapide implémenté sous MATLAB® (Frigo et Johnson 2005).

2.1.2 Mise en œuvre

Pour l'analyse spectrale, le signal d'effort est restreint à l'intervalle débutant au contact entre l'outil supérieur et le lopin, jusqu'à atteindre l'effort maximal. En effet, le comportement vibratoire de la machine est étudié uniquement durant la phase de forgeage du lopin. La résolution du spectre Δf est égale à 57,5 Hz. Cela signifie qu'aucun mode vibratoire dont la fréquence est inférieure ou égale à 57,5 Hz ne peut être mis en évidence avec la TFD. Par ailleurs, le spectre est défini de 0 Hz à 5000 Hz, impliquant qu'un mode vibratoire de fréquence supérieure à 5000 Hz ne pourra pas être identifié par la TFD. Le spectre d'amplitude obtenu est présenté en Figure II-4 b). L'amplitude maximale du spectre d'amplitude est observée pour l'échantillon de fréquence 0. L'amplitude décroît en tendant vers 0 avec l'augmentation de la fréquence échantillonnée. Aucun autre « pic » ne peut être mis en évidence sur l'intervalle de 57,5 Hz à 5000 Hz.

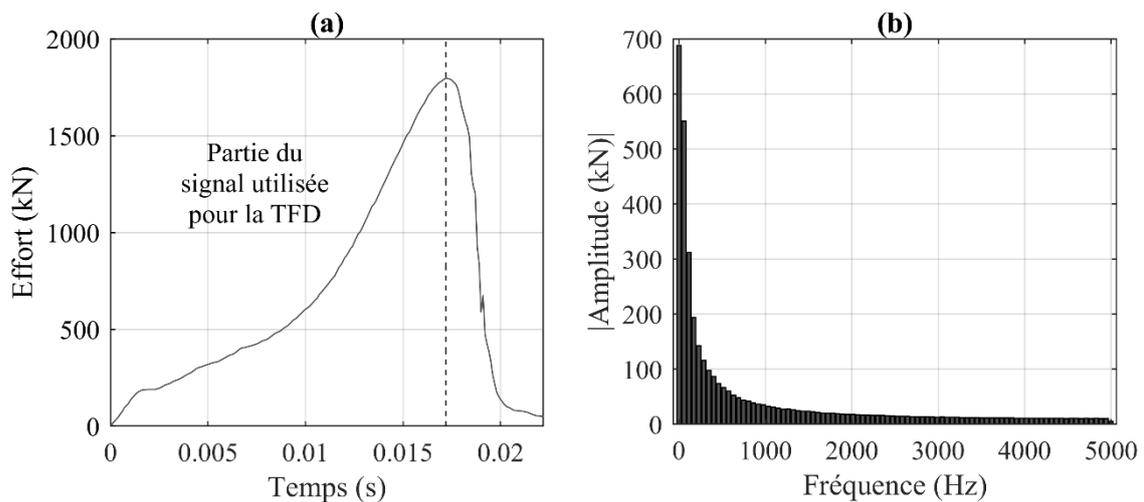


Figure II-4 a) Effort en fonction du temps mesuré par le capteur b) Spectre d'amplitude résultant de la transformée de Fourier discrète réalisée sur le signal issu du capteur d'effort

Le pic pour l'échantillon de fréquence 0 peut indiquer deux éléments :

1. La présence d'un mode vibratoire dont la fréquence d'oscillation est inférieure à la résolution de la TFD.
2. Une variation de l'effort sans vibrations, qui serait interprétée par la TFD par un mode vibratoire dont la période d'oscillation serait infiniment grande devant la résolution de la TFD.

Dans les deux cas, cela induit un degré de liberté supplémentaire dans le système. Il est néanmoins impossible d'obtenir plus d'informations, ni sur la fréquence d'oscillation, ni sur l'amplitude associée à cet échantillon de fréquence.

L'analyse de Fourier permet donc de conclure qu'un seul degré de liberté doit être considéré pour le système et donc pour le modèle associé au comportement de la machine. Pour un modèle

mécanique constitué de masses, d'amortisseurs et de ressorts, cela revient à limiter le nombre de masses à un.

2.2 Mise en équation du modèle Billette-Interface-Machine (BIM)

2.2.1 Méthode

Dans cette partie est abordée la méthode d'implémentation sous MATLAB SIMULINK® du modèle considérant le comportement du système {machine + outillages}. La mise en équation du modèle dans un cas général est traitée, puis la méthode de résolution numérique des équations est présentée.

Le modèle représentant l'opération de refoulement d'un lopin sur une machine pilotée en énergie est illustré en Figure II-5. Le comportement de la machine et des outillages est modélisé par un système constitué de m masses, de $m-1$ ressorts et de $m-1$ amortisseurs. Le développement du modèle s'appuie sur la mesure de grandeurs expérimentales et non sur la conception de la machine. Ainsi, c'est le comportement du système {machine + outillages} qui est modélisé et non pas la machine à proprement parlé. Ce modèle de l'ensemble {machine + outillages + lopin} peut être décomposé en 3 sous-modèles : la partie mobile du sous ensemble {machine + outillages}, le lopin et la partie fixe du sous ensemble {machine + outillages}. Il est supposé connu à $t=0$ les vitesses de chacune des masses v_{0i} et les déplacements initiaux sont fixés à 0.

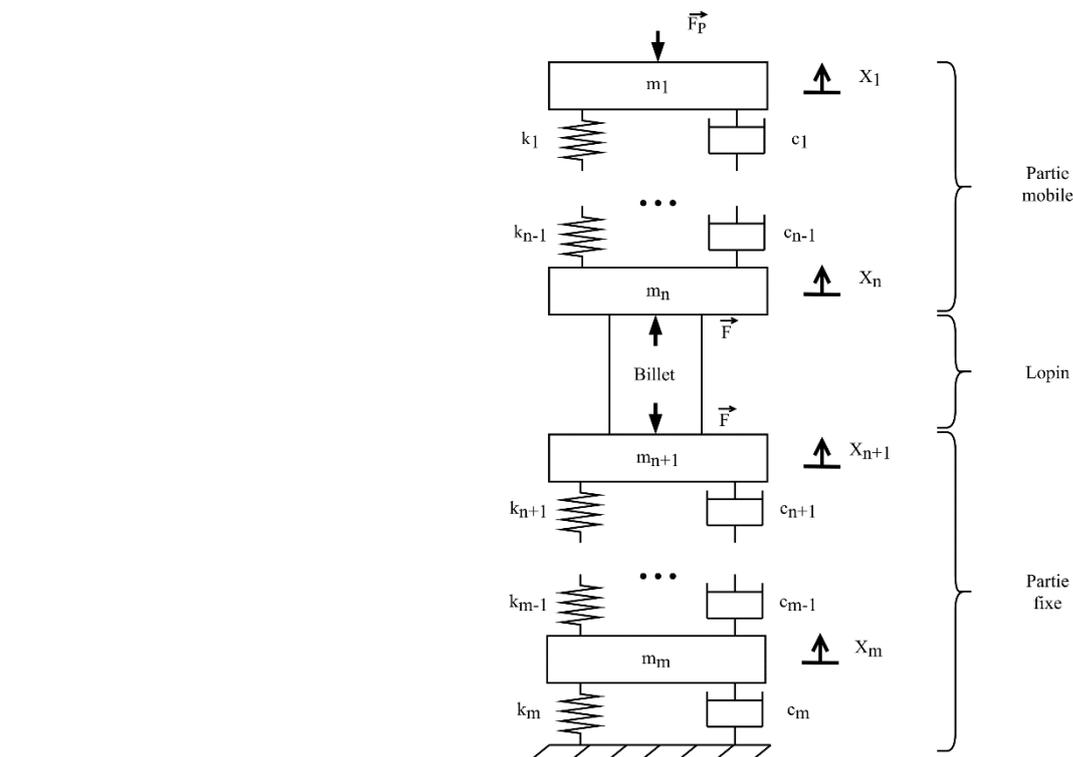


Figure II-5 Modèle général BIM pour une machine pilotée en énergie

L'application du principe fondamental de la dynamique sur chacune des masses, permet d'obtenir les équations dynamiques du système. Elles sont présentées sous forme matricielle en équation (II-2).

$$M. \ddot{X} + C. \dot{X} + K. X = F_a \quad (II-2)$$

avec X le vecteur des déplacements de chacune des masses et M , C , K et F_a définis tels que dans l'Annexe 1 : M est la matrice d'inertie, C la matrice d'amortissement, K la matrice de rigidité et F_a le vecteur d'action sur les masses. L'effort F appliqué par le lopin sur les masses m_n et m_{n+1} est une fonction du déplacement de ces masses directement en contact avec le lopin (X_n et X_{n+1}) et est défini tel que dans l'équation (II-3)

$$F = \gamma(X_n, X_{n+1}). F_L(X_n, X_{n+1}) \quad (II-3)$$

Avec F_L l'effort de forgeage calculé selon les méthodes qui seront présentées en détail en chapitre III, considérant le comportement du lopin et de l'interface, et γ le coefficient de contact défini tel que dans l'équation (II-4).

$$\begin{aligned} \text{Si,} & \quad X_n - X_{n+1} = \min(X_n - X_{n+1}), & \text{alors } \gamma = 1 \\ \text{Sinon,} & \quad \gamma = 0 \end{aligned} \quad (II-4)$$

Le coefficient γ permet de prendre en compte les phases de perte de contact, dues aux vibrations, et durant lesquelles le lopin n'exerce pas d'action sur les masses m_n et m_{n+1} . Selon la machine considérée, une force extérieure F_P peut être appliquée sur m_l pour accélérer la partie mobile. Cette force, quand elle existe, sera toujours considérée constante dans cette étude, la phase transitoire où cette force pourrait évoluer est supposée terminée à l'instant de l'impact.

On présente ici le modèle générique, cependant, selon la machine étudiée, le modèle peut être différent. Son nombre de degré de liberté correspondant au nombre de masses du modèle est adapté en fonction de l'analyse spectrale du signal d'effort. Ainsi, la méthode de mise en équation du modèle nécessite une certaine agilité pour s'adapter aux différents cas. Pour cette raison, le modèle est implémenté sous MATLAB SIMULINK® à l'aide de la librairie Simscape Mechanical Models et d'autres composants des librairies standards de SIMULINK®. Cette approche permet de créer le modèle par la construction d'un réseau physique, les équations régissant le comportement du système sont alors obtenues en conséquence des blocs utilisés et des liens entre les différents éléments. La construction graphique du modèle, focalise le travail sur l'architecture du système. Ce qui permet d'automatiquement générer les équations mathématiques liées à la physique du problème et réaliser la mise en équations matricielles du modèle. Par ailleurs, la flexibilité de la méthode d'implémentation permet la modification du modèle, pour s'adapter à chaque machine.

SIMULINK® propose plusieurs méthodes pour résoudre les équations du modèle, la méthode utilisée est sélectionnée selon le raisonnement qui suit. En premier lieu, les équations différentielles du modèle sont couplées. Pour un modèle avec un degré de liberté supérieur à deux, les équations ne peuvent plus être résolues systématiquement de manière analytique, ainsi la résolution numérique des équations est indispensable. Afin de fournir une méthode de résolution universelle, les équations du modèle sont résolues numériquement, quel que soit le nombre de degré de liberté.

Il est donc nécessaire de faire un choix sur le type de solveur à utiliser. La considération des pertes de contact entre les masses et le lopin conduit à des discontinuités du signal d'effort, avec des passages instantanés de l'effort à zéro (cf. équation (II-3)). Dans ces conditions, il est conseillé d'utiliser un solveur à pas fixe (Mathworks 2020 : chap. Choose a Solver) : la méthode ODE8 implémentée sous MATLAB® est alors choisie. Cette méthode numérique correspond

à la méthode de Dormand-Prince d'ordre 8, c'est la méthode à pas fixe d'ordre le plus élevé disponible sous MATLAB® qui fournit ainsi, à pas de calcul égal, les résultats de simulation les plus justes (Mathworks 2020 : chap. Fixed Step Solvers in Simulink).

L'expression de l'effort F permet au modèle de considérer le comportement de la billette et les phénomènes de frottement à l'interface, tandis que le système masse-ressort-amortisseur modélise le comportement de la machine et des outillages. Par la suite, le modèle sera appelé modèle BIM (Billette-Interface-Machine).

2.2.2 Mise en œuvre

2.2.2.1 Définition du modèle BIM

La machine de forgeage étudiée est un marteau pilon simple-effet. Le piston de la machine ne travaille pas durant l'accélération de la masse, sa fonction est limitée à la remontée du marteau. Un schéma annoté de la machine est présenté en Figure II-6 a).

L'ensemble {piston + masse-tombante + outil supérieur} est la partie mobile de la machine. Cet ensemble est modélisé par la masse m dans le modèle du comportement de la machine en Figure II-6 b). Le modèle est applicable durant la frappe, il ne considère pas la phase d'accélération de la masse. Ainsi, au début du forgeage, la vitesse d'impact v_0 est attribuée à la masse m , elle est ensuite repérée par rapport à sa position initiale selon X . Durant la mise en forme, la masse est supposée uniquement soumise à l'effort F appliqué par le lopin, qui décélère la masse jusqu'à la fin du forgeage. Le poids de la masse est alors négligé. Entre-temps, par réaction, le lopin applique une force sur l'outil inférieur qui transmet cet effort au bâti de la machine. Cet effort cause des déformations élastiques dans la structure, la position de référence de la partie inférieure du lopin n'est alors pas la même durant la déformation. Le comportement de l'outil, de la table et du bâti est modélisé par un ressort et un amortisseur visqueux. Le ressort traduit la capacité de ces différents éléments à se déformer élastiquement du fait de l'effort appliqué par le lopin. Par ailleurs, l'amortisseur traduit la propriété de la structure à dissiper l'énergie introduite en frottement visqueux. Le déplacement de la partie inférieure du lopin à l'interface avec le modèle décrivant le comportement de la machine est repéré par X_{Fixed} . Le modèle ne comporte qu'une seule masse et satisfait donc la condition d'un degré de liberté imposée par l'analyse spectrale.

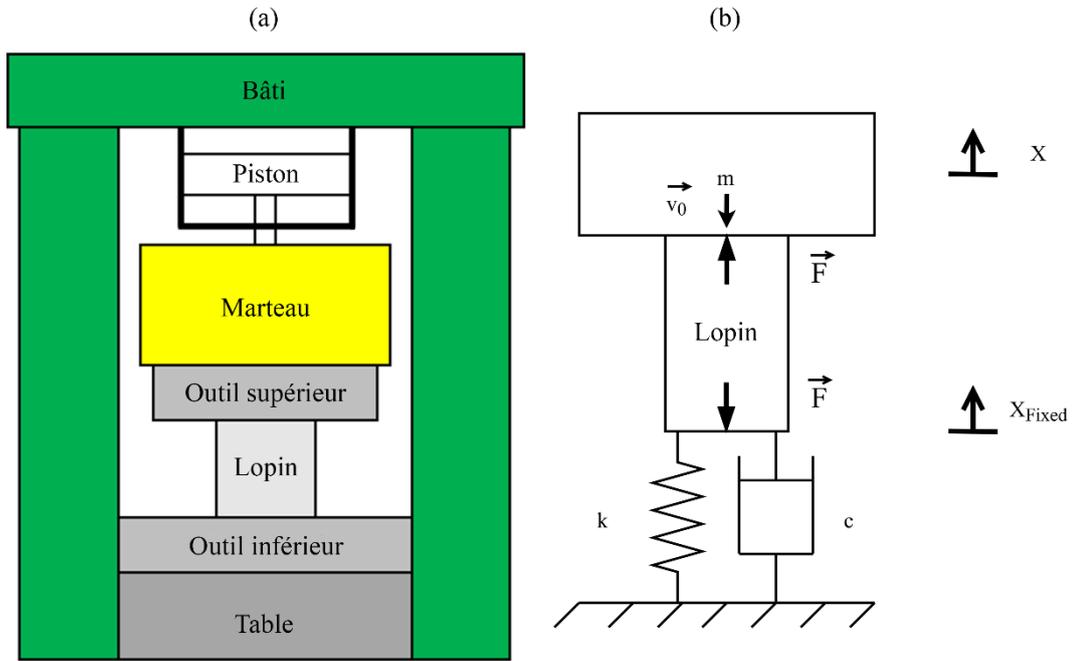


Figure II-6 a) Schéma annoté du pilon simple-effet avec système de remontée par piston b) Modèle mécanique associé au pilon simple-effet

L'application du principe fondamental de la dynamique à la masse m permet d'obtenir l'équation dynamique du modèle comme présenté en équation (II-5). Par ailleurs, le ressort k et l'amortisseur c sont en parallèle et constituent un système de Kelvin-Voigt en série avec le lopin, ce qui conduit à l'égalité de l'équation (II-6).

$$m \cdot \ddot{X} = F \quad (II-5)$$

$$F = -k \cdot X_{Fixed} - c \cdot \dot{X}_{Fixed} \quad (II-6)$$

avec X le déplacement de la masse, X_{Fixed} le déplacement du point supérieur du ressort k par rapport à leurs positions respectives à $t=0$.

2.2.2.2 Expression des efforts de forgeage

L'effort imposé par le lopin est obtenu grâce à la méthode des tranches pour un lopin cylindrique (Lange 1985). Cette méthode permet de calculer analytiquement les efforts de forgeage en considérant la rhéologie du matériau et les phénomènes de friction à l'interface outils-lopin grâce au modèle de Coulomb. La méthode fait l'hypothèse que le lopin conserve sa géométrie cylindrique lors de la déformation, afin de fournir l'expression de l'effort de forgeage telle que présentée en équation (II-7).

$$F = \frac{\pi \cdot r_e \cdot h}{\mu} \sigma_0 \left(\frac{e^A - 1}{A} - 1 \right) \quad (II-7)$$

avec r_e le rayon courant du lopin, h la hauteur courante du lopin, μ le coefficient de frottement de Coulomb (cf. section 0), σ_0 la contrainte d'écoulement du matériau et $A=2 \cdot \mu \cdot r_e / h$. Le chapitre III reviendra sur la démarche permettant d'obtenir l'expression de l'équation (II-7).

Estimation du coefficient de frottement de Coulomb

A partir de la mesure expérimentale de la contrainte normale et de la contrainte tangentielle, il est possible de calculer le coefficient de frottement μ selon la loi de Coulomb. La Figure II-7 montre le coefficient de frottement en fonction du déplacement de la masse tombante.

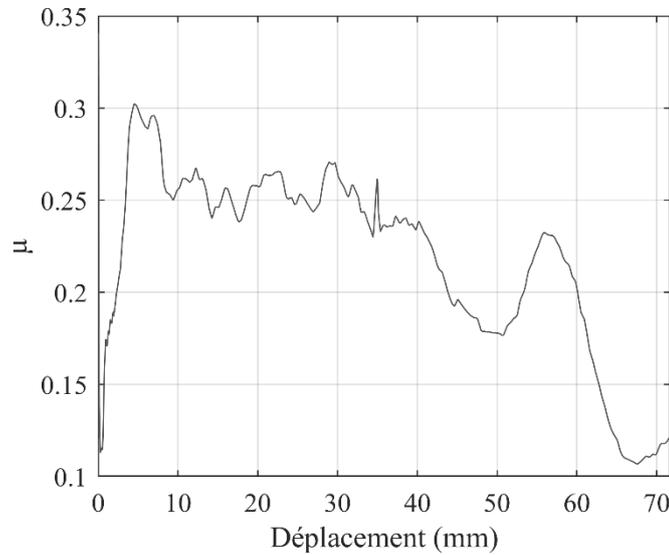


Figure II-7 Coefficient de frottement en fonction du déplacement de la masse tombante durant la frappe sur le lopin A (Yoneyama et al. 2018)

Le coefficient de frottement évolue durant la frappe. Dans notre étude, ce coefficient sera approximé par la valeur moyenne de μ pendant la mise en forme. L'intégrale de μ sur l'intervalle de déplacement de 0 à 71,7 mm est évaluée numériquement grâce à la méthode des trapèzes. Une valeur moyenne égale à 0,2 est alors obtenue.

Estimation de la contrainte d'écoulement

La contrainte d'écoulement est modélisée par la loi de Voce (Voce 1948). Elle traduit la propriété saturante de la contrainte d'écoulement qui croît avec l'augmentation de la déformation jusqu'à devenir constante du fait des phénomènes de restauration et d'annihilation des dislocations dans le matériau (Venet *et al.* 2019). La contrainte d'écoulement s'exprime avec la loi de Voce telle que dans l'équation (II-8).

$$\sigma_0 = \sigma_{Sat} \cdot (1 - e^{-b \cdot \varepsilon}) \quad (II-8)$$

avec σ_0 la contrainte d'écoulement, σ_{Sat} la contrainte à saturation, b le coefficient d'écrouissage et ε la déformation réelle. Les coefficients choisis pour représenter le comportement rhéologique du matériau sont présentés dans le Tableau II-1.

Tableau II-1 Coefficient de la loi de Voce pour le lopin en acier

σ_{Sat} (MPa)	70
b	14

La loi de Voce est choisie pour décrire le comportement du matériau car elle est définie pour toute déformation, $\varepsilon=0$ compris, de plus elle est suffisamment prédictive pour expliquer les phénomènes d'écrouissage en début de forgeage dans le cadre de notre étude.

2.3 Identification des paramètres du modèle du comportement de la machine et des outillages

2.3.1 Méthode

L'identification des paramètres du modèle BIM est réalisée en faisant « fitter » le signal d'effort prédit pour un ressort du modèle, sur le signal d'effort mesuré expérimentalement. Pour cela, il est nécessaire de définir une fonction coût à minimiser. La somme des moindres carrés est utilisée telle que définie dans l'équation (II-9).

$$S(\theta) = \sum_{i=1}^N (y_i - f(t_i, \theta))^2 \quad (II-9)$$

avec S la somme des moindres carrés, θ le vecteur des paramètres du modèle, y_i la valeur expérimentale d'effort mesurée à l'instant t_i , N le nombre de points expérimentaux et f la fonction qui associe à t_i et à θ la valeur prédite de l'effort. Les valeurs $f(t_i, \theta)$ sont obtenues par résolution numérique des équations du modèle comme présenté dans la section précédente. La minimisation de la fonction est donc réalisée selon un algorithme d'optimisation, faisant varier θ , afin d'évaluer la fonction coût en différents points, pour converger vers un minimum de S . La variation des valeurs de θ suit une stratégie propre à l'algorithme, l'algorithme à région de confiance est utilisé (Sorensen 1982 ; Moré et Sorensen 1983). Il permet l'optimisation d'une fonction coût non-linéaire et dérivable en fixant des bornes aux paramètres optimisés. Dans notre cas, la fonction coût est calculée à partir de l'effort prédit pour un ressort du modèle, qui est une fonction dérivable. La physique du problème impose que les paramètres de θ correspondant aux masses, aux amortisseurs et aux ressorts soient positifs. Ces conditions sont fixées grâce à l'algorithme. Lorsqu'il est applicable, c'est-à-dire quand la dérivée de la fonction coût peut être évaluée, cet algorithme est préconisé pour son efficacité en termes de temps de calcul (Mathworks 2020 : chap. Choosing the Algorithm).

Pour assurer la convergence vers un minimum, il convient de fixer, avec attention, les critères de convergence. Un critère sur la variation de la fonction coût est utilisé, noté $TolFun$. La minimisation est stoppée, si à l'incrément $i+1$, l'équation (II-10) est satisfaite :

$$\frac{|S(\theta_i) - S(\theta_{i+1})|}{1 + |S(\theta_i)|} < TolFun \quad (II-10)$$

$TolFun$ est obtenu grâce à une étude de convergence. L'optimisation est réalisée pour des valeurs de $TolFun$ de plus en plus faibles, puis les paramètres obtenus et la fonction coût, sont comparés pour les différentes valeurs testées. Lorsque la variation de ces paramètres est inférieure à 1%, la valeur de $TolFun$ est considérée adéquate. Satisfaire l'équation (II-10) ne suffit pas à assurer la convergence vers un minimum global, en effet il est possible de converger vers un minimum local. Les paramètres de départ de l'optimisation, peuvent avoir un impact sur la solution vers laquelle converge l'algorithme. Ces paramètres de départ sont obtenus à partir d'une approximation selon des abaques, ou bien des données issues de la documentation du constructeur de la machine lorsque cela est possible.

Néanmoins, la fonction coût peut présenter plusieurs minimums locaux, vers lesquels l'algorithme peut converger, même si le set de paramètres de départ de l'optimisation est choisi avec attention. Pour pallier à ce problème, après l'identification d'une solution à la suite d'une

première optimisation, plusieurs sets de paramètres de départ sont générés, à partir d'une perturbation de la solution obtenue, selon une loi uniforme. Les optimisations sont alors effectuées pour ces différents sets de départ. L'analyse des paramètres et des fonctions coûts obtenus permet alors de consolider le résultat de l'optimisation.

2.3.2 Mise œuvre

L'effort calculé à partir des équations du modèle pour le ressort k est comparé au signal d'effort mesuré par le capteur. Le set de paramètres de départ est fixé selon le raisonnement suivant : m est choisie égale à 2500 kg selon les spécifications de la machine, k est choisie égale à $1,7 \cdot 10^{10}$ N/m à partir d'un abaque (Barbelet 2015). Concernant c , il n'existe pas d'études s'intéressant à l'identification de ce paramètre dans la littérature, le choix de sa valeur initiale ne peut donc pas être étayé. Elle est arbitrairement choisie égale à 10^5 N.s/m.

Une série de minimisations est réalisée pour différentes valeurs de $TolFun$ pour réaliser l'étude de convergence. La fonction coût et les paramètres identifiés pour les valeurs de $TolFun$ testées sont présentés dans le Tableau II-2. Il n'y a pas d'amélioration notable de la fonction coût ou de variations des paramètres identifiés pour les valeurs de $TolFun$ inférieures à 0,001, excepté pour c qui tend vers 0. Ainsi, par la suite la valeur de $TolFun$ sera fixée à 0,001.

Tableau II-2 Etude de convergence pour l'identification paramétrique

Critère de convergence	Fonction coût (kN ²)	m (kg)	c (N.s/m)	k (N/m)
1	12,857	2632	96943	$2,24 \cdot 10^{10}$
0,1	11,9447	2736	93911	$2,74 \cdot 10^{10}$
0,01	0,1835	2014	423	$1,13 \cdot 10^9$
0,001	0,1783	2006	$4,00 \cdot 10^{-2}$	$1,11 \cdot 10^9$
0,0001	0,1783	2006	$4,00 \cdot 10^{-2}$	$1,11 \cdot 10^9$
0,00001	0,1783	2006	$7,47 \cdot 10^{-6}$	$1,11 \cdot 10^9$

Un premier set de paramètres optimisés est alors obtenu pour le modèle, il est par la suite appelé set de paramètres de référence. Puis, la sensibilité de l'optimisation au set de paramètres de départ est évaluée : une perturbation de $\pm 30\%$ selon une loi uniforme sur le set de paramètres de référence permet de générer 60 nouveaux sets de paramètres de départ. La Figure IV-25 présente les paramètres et la fonction coût obtenus pour les 60 optimisations, la ligne rouge correspond aux paramètres identifiés et à la fonction calculée pour le set de paramètres de référence ayant permis la génération des 60 sets de départ. Plus de la moitié des optimisations convergent vers la même fonction coût. Dans les autres cas, les optimisations convergent vers des minimums locaux, dont les fonctions coût sont plus élevées. Il est donc raisonnable de penser qu'une solution globale a été identifiée.

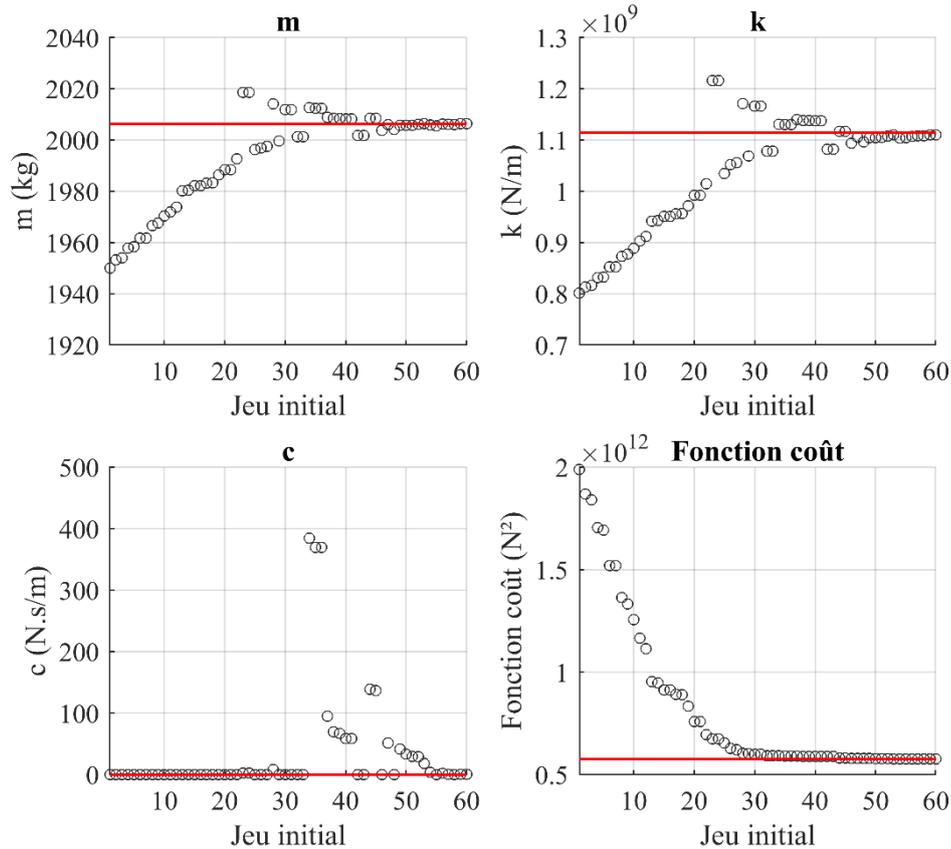


Figure II-8 Etude de la sensibilité de l'optimisation au set de paramètres de départ pour le modèle BIM associé au marteau pilon DIE- MAX 150

Le Tableau II-3 présente les paramètres obtenus pour l'optimisation dont la fonction coût est la plus faible. L'étude de convergence a montré que le coefficient d'amortissement tend vers 0, c'est donc cette valeur qui est retenue.

Tableau II-3 Paramètres identifiés pour le modèle BIM associé au marteau pilon DIE- MAX 150

m (kg)	2006
c (N.s/m)	0
k (N/m)	1,11.10 ⁹

La Figure II-9 montre le signal d'effort mesuré et celui prédit par le modèle pour le ressort k , ainsi que le déplacement mesuré et le déplacement prédit pour la masse m . Selon les spécifications de la machine, la masse tombante a une masse de 2500 kg. Cela représente un écart relatif de 20% avec la masse identifiée. L'énergie maximale théorique développée par le pilon est de 45 kJ selon ses spécifications. L'énergie maximale du pilon (E_{Max}) peut être calculée à partir de la masse identifiée et de la vitesse d'impact maximale v_0 telle que : $E_{Max} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_0^2$. La valeur de E_{Max} est estimée à 36 kJ, l'écart relatif avec la valeur théorique est donc de 20%.

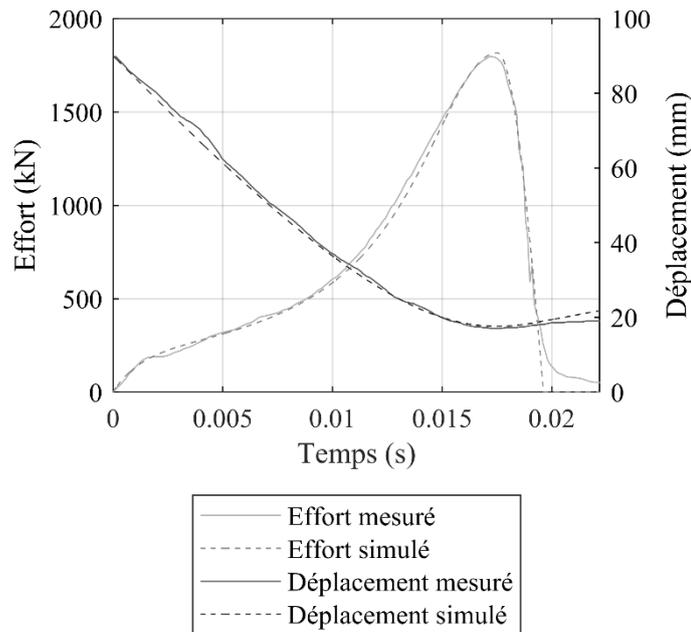


Figure II-9 Effort mesuré par le capteur et prédit pour le ressort k , et déplacement mesuré par la caméra rapide et prédit pour la masse m

La masse identifiée présente un écart important avec la masse théorique annoncée par l'auteur pour le marteau. Plusieurs éléments peuvent être à l'origine de cet écart, et notamment en premier lieu, l'incertitude de mesure sur la pesée de la masse tombante. La valeur théorique de la masse est annoncée sans son intervalle d'incertitude dans la publication et correspond certainement à une valeur fournie par le constructeur de la machine. Par ailleurs, la démarche appliquée cherche à modéliser le comportement de la machine et des outillages durant l'opération de forgeage et non de la machine seule à proprement parlé. Le processus d'identification fournit les paramètres qui mathématiquement permettent de reproduire en simulation le signal d'effort mesuré, ce qui peut expliquer une part de l'erreur. Les hypothèses formulées sur la loi rhéologique du matériau et le coefficient de frottement supposé constant, ont un impact sur l'effort prédit et influencent également l'identification des paramètres. De plus, la question de l'indépendance des paramètres n'a pas été évaluée. Un paramètre ayant une faible influence sur les résultats de la simulation pourrait être identifié à une valeur non juste alors que la réponse du modèle par rapport au signal d'effort expérimental pourrait être correcte. Par la suite, les paramètres du modèle sont supposés indépendants. L'incertitude sur la mesure des paramètres opératoires, utilisés pour la réalisation des simulations, a aussi un impact sur l'identification des paramètres. Dans la section qui suit, plusieurs études sont réalisées pour étudier l'impact de ces incertitudes sur la réponse du modèle et fournir un intervalle d'incertitude sur les paramètres identifiés.

3. Exploitation du modèle

3.1 Analyse de la robustesse du modèle et de l'identification des paramètres

Les grandeurs mesurées dépendent d'une incertitude de mesure. Du fait que ces grandeurs soient utilisées en tant que données d'entrée du modèle, ces incertitudes se propagent sur les grandeurs prédites par la simulation. Il est donc nécessaire de déterminer l'impact de ces incertitudes sur les grandeurs prédites, c'est le but de l'analyse d'incertitude présentée en section 3.1.2. De plus, du fait du processus d'identification des paramètres, l'incertitude sur les

grandeurs mesurées implique aussi une incertitude sur les paramètres identifiés. Pour cette raison, deux analyses de sensibilité (cf. section 3.1.3 et 3.1.4) sont réalisées pour déterminer le degré de confiance qui peut raisonnablement être attribué aux paramètres identifiés. Avant de débiter ces deux études, les incertitudes associées aux grandeurs mesurées doivent être déterminées et leurs distributions définies.

3.1.1 Détermination de la distribution des grandeurs mesurées

Le modèle BIM est représenté sous forme systémique en Figure II-10. Trois types de variables sont identifiés dans le système :

1. Les paramètres opératoires considérés comme entrées du système et variant selon l'opération de forgeage : v_0 la vitesse d'impact, h_0 et d_0 respectivement la hauteur et le diamètre initial du lopin, μ le coefficient de frottement de Coulomb, σ_{Sat} et b respectivement la contrainte à saturation et le coefficient d'érouissage.
2. Les paramètres du modèle, intrinsèques au système {machine + outillages} et constants : m la masse, c le coefficient d'amortissement et k la raideur, soit les paramètres associés aux éléments du modèle BIM (Figure II-6)
3. Les grandeurs caractéristiques de forgeage qui sont les variables prédites par le modèle lors des simulations : F l'effort au ressort k , X et X_{Fixed} les déplacements associés respectivement à la masse m et au ressort k et enfin h la hauteur du lopin.

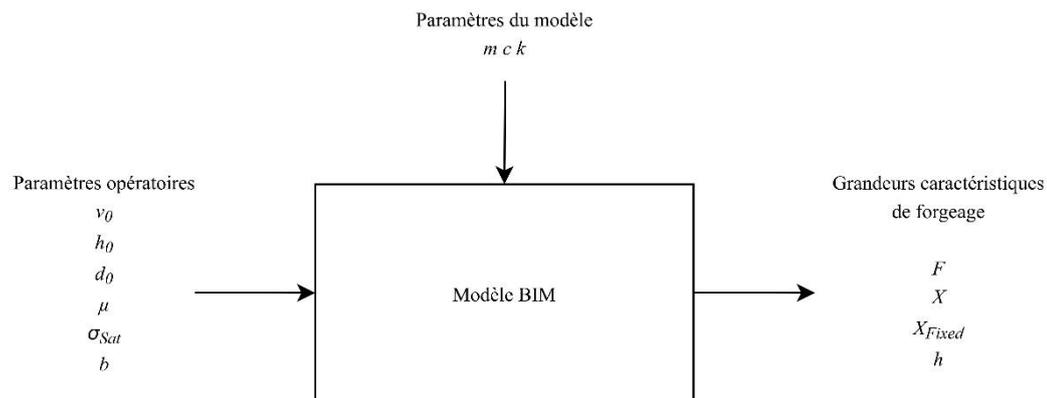


Figure II-10 Représentation systémique du modèle BIM

La méthode d'identification des paramètres du modèle exploitant les paramètres opératoires et les grandeurs caractéristiques de forgeage, il est nécessaire de définir les incertitudes qui leur sont associées. Les valeurs centrales et les incertitudes associées aux paramètres opératoires sont présentées dans le Tableau II-4. Dans ce chapitre, elles sont déterminées de manière approximative pour démontrer la pertinence de la méthode. Les éléments suivants ont conduit aux incertitudes proposées :

- v_0 , la vitesse de la masse tombante : elle est indiquée comme égale à 6 m/s par l'auteur. C'est une vitesse approximative pour plusieurs coups. L'incertitude prend donc en compte l'incertitude de la mesure de vitesse, elle-même, mais aussi la répétitivité du processus de forgeage. Des mesures de vitesses d'impact réalisées par caméra rapide sur un autre pilon, ont montré que la vitesse d'impact est répétable à $\pm 0,25$ m/s (AMVALOR 2020). Cette valeur est alors retenue pour l'incertitude.

- h_0 et d_0 , respectivement la hauteur initiale et le diamètre initial du lopin : aucune information n'est indiquée concernant l'obtention des lopins. Le cas le plus défavorable d'une découpe à la scie est choisi, ce qui implique une incertitude de ± 1 mm.
- μ , la variation du coefficient de frottement a pu être calculée à partir de mesures réalisées durant l'essai (Figure II-7). μ varie entre 0,1 et 0,3 et sa valeur moyenne est 0,2. L'incertitude est alors définie à $\pm 0,1$.
- σ_{Sat} et b , respectivement la contrainte à saturation et le coefficient d'écrouissage : leurs incertitudes ont été choisies arbitrairement.

Tableau II-4 Valeurs centrales et incertitudes associées aux paramètres opératoires

Grandeur	Valeur centrale	Incertitude
v_0	6 m/s	$\pm 0,25$ m/s
h_0	90 mm	± 1 mm
d_0	60 mm	± 1 mm
μ	0,2	$\pm 0,1$
σ_{Sat}	70 MPa	± 10 MPa
b	14	± 5

Concernant l'effort, le signal est traité de manière similaire en considérant l'erreur de mesure sur chacun des points. L'erreur commise par un capteur d'effort peut être donnée comme une fraction de la charge nominale. Dans le cadre de l'essai, des mesures d'effort atteignant des valeurs voisines de 6000 kN ont été réalisées. Il est alors supposé que la charge nominale du capteur égale à 8000 kN avec une erreur relative de $\pm 1\%$. Ainsi, l'incertitude absolue du capteur est égale à ± 80 kN.

Dans cette étude, le niveau de confiance des analyses statistiques est fixé à 95%. Par ailleurs, les grandeurs mesurées sont supposées être des variables aléatoires gaussiennes (X_i), dont les lois normales associées sont définies par leurs espérances $E(X_i)$ et leurs écarts-types $\sigma(X_i)$. En définissant l'incertitude ΔX_i de la variable X_i comme l'intervalle de valeurs centré sur $E(X_i)$ que peut prendre cette variable à 95% de confiance, la relation de l'équation (II-11) est obtenue :

$$P(E(X_i) - \Delta X_i < X_i < E(X_i) + \Delta X_i) = 95\% \quad (\text{II-11})$$

Or, l'intervalle centré sur $E(X_i)$ contenant 95% des valeurs prises par X_i peut être approximé pour une distribution normale par $[E(X_i) - 2\sigma(X_i) ; E(X_i) + 2\sigma(X_i)]$. Ainsi, l'équation (II-12) est obtenue, elle relie l'incertitude à l'écart type de la variable X_i .

$$\Delta X_i = 2\sigma(X_i) \quad (\text{II-12})$$

Il est alors possible de calculer pour chacune des variables, l'écart-type associé avec un niveau de confiance de 95%.

3.1.2 Analyse d'incertitude

3.1.2.1 Procédure

Maintenant que les distributions des paramètres opératoires sont connues, il est possible d'estimer l'effet des incertitudes des paramètres opératoires sur les grandeurs caractéristiques de forgeage. Pour cette analyse, l'incertitude sur l'effort mesuré n'est pas exploitée. En effet, seulement l'impact des incertitudes des paramètres opératoires sur les valeurs prédites par le

modèle est estimé dans cette étude. Pour cela, la méthode de Monte-Carlo est utilisée (Metropolis et Ulam 1949) et dans notre cas elle se déroule de la manière suivante :

1. On réalise un tirage selon la distribution respective de chacun des paramètres opératoires. Un set de paramètres opératoires est alors obtenu.
2. Une simulation est réalisée avec le set de paramètres déterminé précédemment.
3. Les grandeurs caractéristiques de forgeage sont calculées et peuvent être exploitées.

La Figure II-11 illustre le processus de l'analyse d'incertitude mis en place dans cette section.

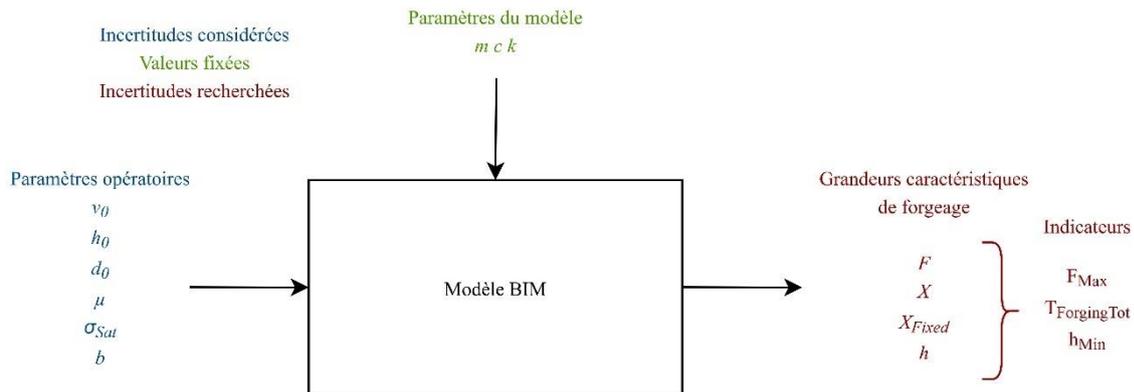


Figure II-11 Illustration de l'analyse d'incertitude

Cette boucle est répétée $N=10\ 000$ fois pour un temps de calcul de 7h. La simulation est effectuée avec les paramètres de simulation présentés en section 2.3 et les paramètres du modèle issus du Tableau II-3. Pour s'assurer que le nombre d'itérations est suffisant, la moyenne de l'effort maximal et du déplacement minimal prédits pour différents nombres d'itération est calculée (Figure II-12). Entre 8 000 et 10 000 itérations, la moyenne de l'effort maximal évolue de 0,02%, tandis que le déplacement minimal moyen évolue de 0,006%. L'évolution des deux courbes traduit un comportement asymptotique vers une valeur limite. De plus, la très faible évolution de l'effort et du déplacement entre 8 000 et 10 000 itérations montre que le nombre de tirage pour la méthode de Monte-Carlo est suffisant compte tenu du temps de calcul.

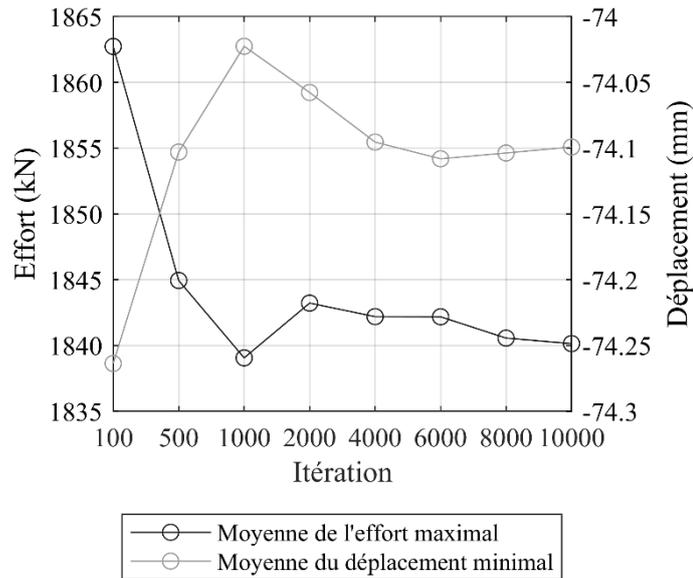


Figure II-12 Evolution de la moyenne de l'effort maximal prédit et évolution de la moyenne du déplacement minimal prédit en fonction du nombre d'itération de la méthode de Monte-Carlo

3.1.2.2 Prédiction d'un intervalle d'incertitude pour l'effort et le déplacement

Les simulations effectuées permettent de prédire :

- L'effort pour le ressort k , correspondant à l'effort mesuré expérimentalement par le capteur d'effort.
- Le déplacement de la masse m , correspondant au déplacement de la masse tombante mesuré par la caméra rapide.

Toutes les simulations sont réalisées sur le même intervalle de temps et avec le même pas de calcul. Il est alors possible, pour chaque incrément de temps, de déterminer la distribution des N tirages prédits pour le déplacement et l'effort. Les valeurs centrales et les bornes supérieures et inférieures à 95% de confiance pour le déplacement et l'effort prédits sont présentés en Figure II-13. Pour le déplacement de la masse et pour l'effort, l'incertitude est d'autant plus importante que les valeurs sont élevées en valeur absolue. Le déplacement final de m au cours de la simulation est égal à $-74,0$ mm et présente une incertitude de $\pm 3,4$ mm représentant une incertitude relative de 5%. Concernant l'effort, la valeur maximale prédite est de 1816 ± 340 kN soit une incertitude relative de 19%.

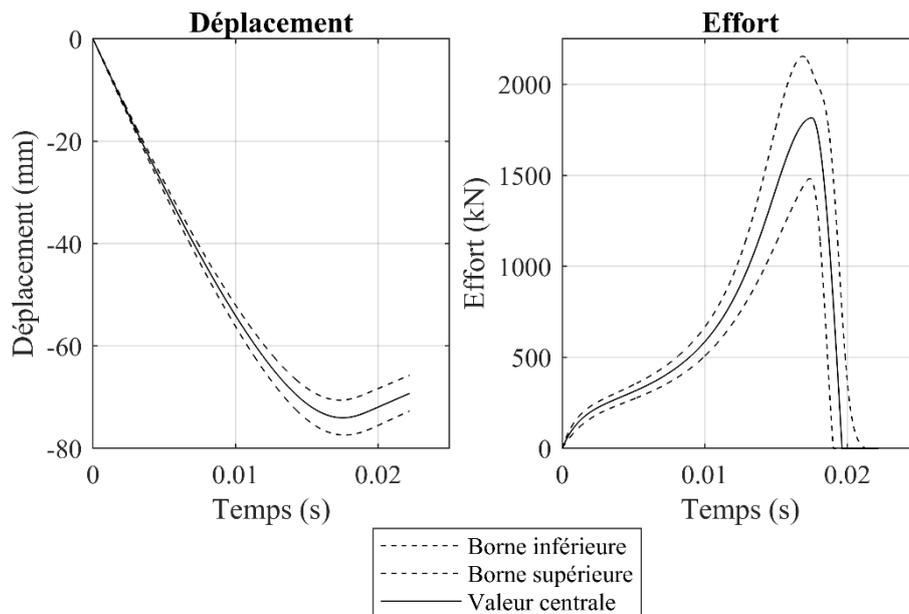


Figure II-13 Déplacement et effort prédits avec leurs bornes inférieures et supérieures

3.1.2.3 Etude de corrélation entre les paramètres opératoires et les indicateurs sur les paramètres de sortie

Maintenant que l'impact des incertitudes des paramètres opératoires sur les grandeurs caractéristiques de forgeage est estimé, il est possible de déterminer leur corrélation. Or, les grandeurs caractéristiques de forgeage sont des signaux et ne peuvent pas être directement traités dans une étude de corrélation. Ainsi, trois indicateurs sont choisis pour caractériser les signaux : le temps de forgeage total jusqu'au retour de l'effort à zéro $t_{ForgingTot}$, l'effort maximal F_{Max} et la hauteur finale du lopin h_{Min} .

Les trois indicateurs sont tracés en fonction des paramètres opératoires présentés dans le Tableau II-4 pour obtenir un nuage de points. $t_{ForgingTot}$, F_{Max} et h_{Min} sont présentés en fonction des paramètres opératoires respectivement en Figure II-14, Figure II-15 et Figure II-16. Pour chacun des graphes, la droite issue de la régression linéaire entre l'indicateur et le paramètre opératoire est tracée.

Ces trois figures sont des outils graphiques permettant d'estimer l'impact de chaque paramètre opératoire sur les indicateurs choisis. La Figure II-14 montre que les pentes des droites de régression sont négatives pour v_0 et μ . Cela signifie que le temps de forgeage diminue avec l'augmentation de ces deux paramètres. Concernant les autres paramètres opératoires, leurs impacts sont faibles sur le temps de forgeage.

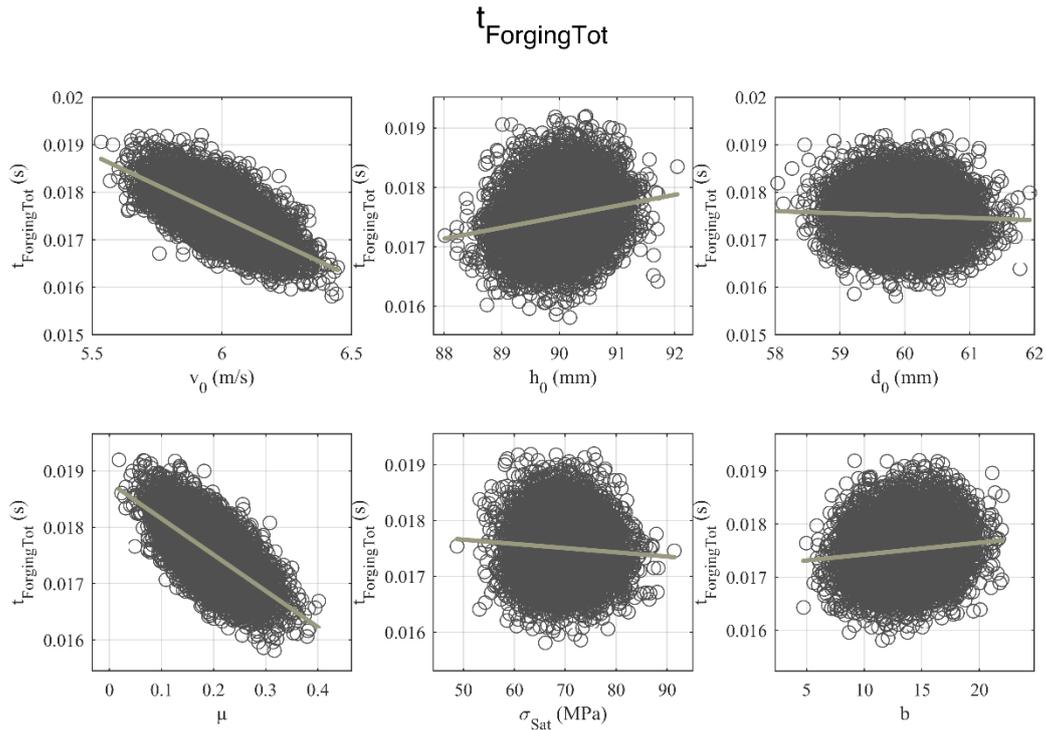


Figure II-14 Temps de forgeage en fonction des paramètres opératoires pour les 10 000 simulations

Pour la hauteur finale du lopin en Figure II-15, l'augmentation du coefficient de frottement μ et de la contrainte de saturation σ_{Sat} conduit à une augmentation de la hauteur finale du lopin. Dans une moins grande mesure, l'augmentation de la vitesse à l'impact v_0 amène à une hauteur finale du lopin plus faible. L'impact des autres paramètres opératoires peut être négligé.

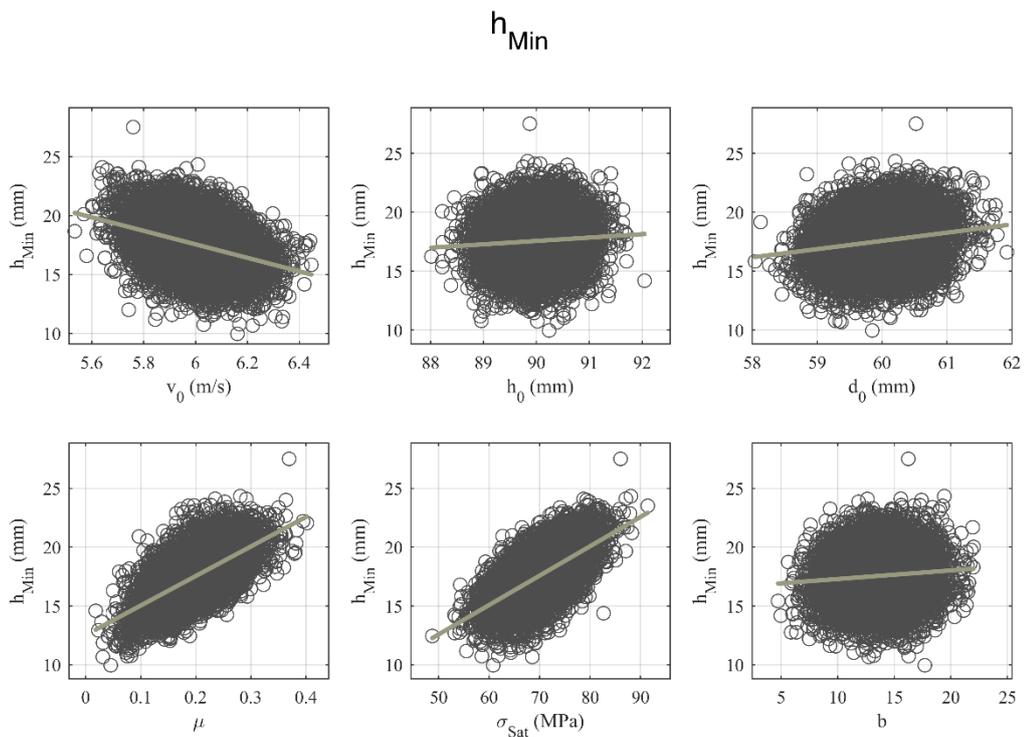


Figure II-15 Hauteur finale du lopin en fonction des variables opératoires pour les 10 000 simulations

Enfin, l'augmentation de v_0 est corrélée à l'augmentation de l'effort maximal. Tandis que l'augmentation de σ_{Sat} conduit à une diminution de l'effort maximal prédit. Les autres paramètres opératoires interviennent dans une moindre mesure sur l'évolution de l'effort maximal.

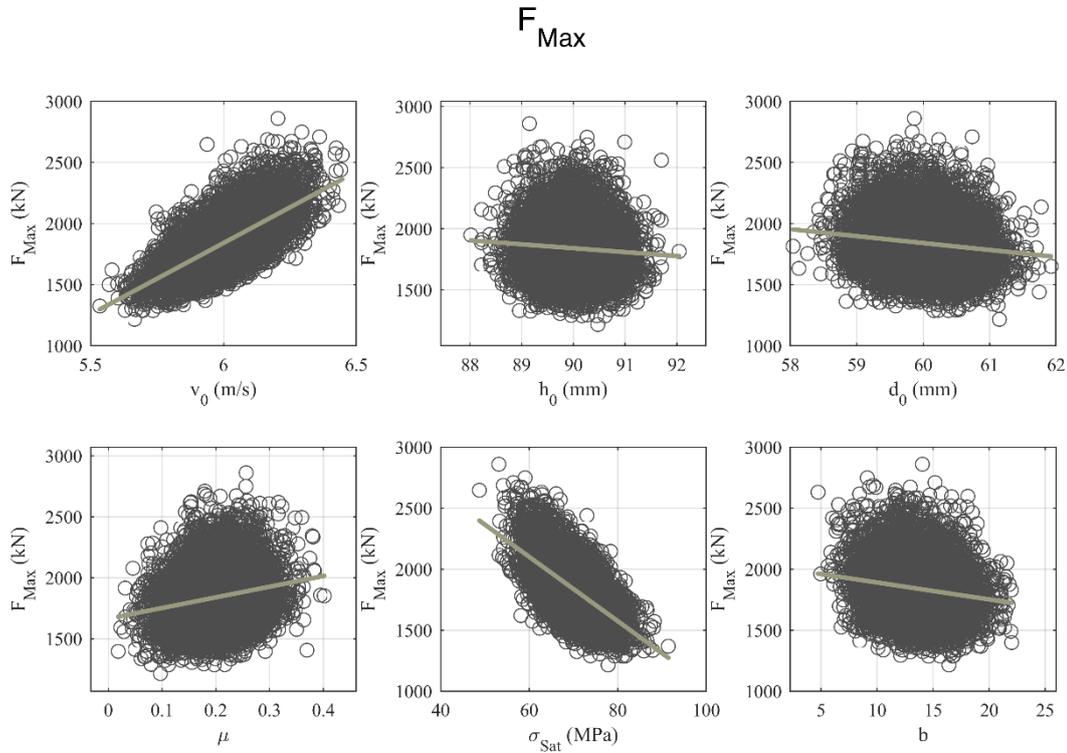


Figure II-16 Effort maximal en fonction des paramètres opératoires pour les 10 000 simulations

Afin de fournir un outil quantitatif pour estimer la corrélation entre les paramètres opératoires et les indicateurs, le coefficient de corrélation défini pour deux variables aléatoires réelles X et Y est calculé selon l'équation (II-13).

$$r(X, Y) = \frac{Cov(X, Y)}{\sigma_X \sigma_Y} \quad (II-13)$$

avec $r(X, Y)$ le coefficient de corrélation entre les variables X et Y , $Cov(X, Y)$ la covariance des variables X et Y , σ_X et σ_Y les écarts-types respectifs à X et Y . Un coefficient de corrélation supérieur à 0,5 en valeur absolue indique une corrélation significative entre deux paramètres. Un coefficient de corrélation positif indique que lorsque la variable X croît, la variable Y croît aussi, alors qu'un coefficient négatif implique que lorsque X croît, la variable Y décroît. Les coefficients de corrélation calculés entre indicateurs et paramètres opératoires sont présentés en Figure II-17.

Les observations sont les mêmes que celles obtenues avec les nuages de points. La vitesse d'impact v_0 , le coefficient de frottement μ et la contrainte à saturation σ_{Sat} sont les paramètres opératoires ayant l'impact le plus fort sur les indicateurs de sortie. Les tendances sont aussi les mêmes. L'étude des signes des coefficients de corrélation montre que : $t_{ForgingTot}$ décroît avec v_0 et μ . Par ailleurs, h_{Min} décroît avec v_0 et croît avec μ . Et enfin F_{Max} croît avec v_0 et décroît avec σ_{Sat} .

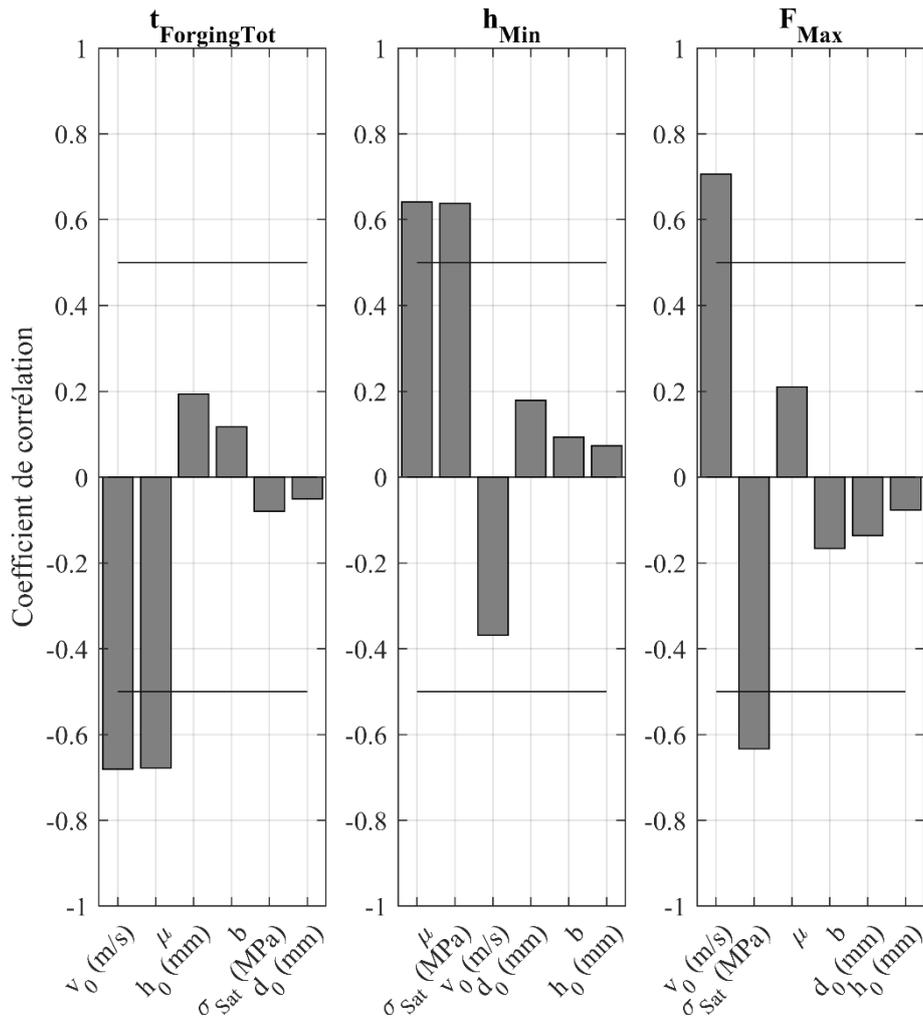


Figure II-17 Coefficients de corrélation entre indicateurs et paramètres opératoires

L'analyse d'incertitude nous a permis de mettre en évidence les paramètres opératoires ayant l'impact le plus fort sur les indicateurs choisis et donc les grandeurs caractéristiques de forgeage associées. La variation des indicateurs en fonction des trois paramètres opératoires ayant le plus d'impact peut être relié aux phénomènes physiques qui ont lieu durant le forgeage :

- Lorsque v_0 croît, le temps de forgeage diminue. La hauteur finale du lopin est plus faible du fait qu'une vitesse plus importante implique une énergie de frappe plus élevée, ainsi plus d'énergie peut être transmise au lopin sous forme de déformations. L'augmentation de l'effort avec la vitesse de frappe est due aux déformations plus importantes du lopin, qui demande des efforts de forgeage plus élevés.
- L'augmentation du coefficient de frottement fait augmenter les efforts de forgeage car les efforts transversaux issus de la friction sont plus importants. Du fait de l'augmentation des efforts de friction, une part plus faible de l'énergie de la frappe est transmise au lopin, ce qui conduit à moins de déformations et une hauteur finale plus élevée. Les efforts de forgeage étant plus élevés, la masse m est décélérée plus rapidement impliquant un temps de forgeage plus court.
- Une contrainte de saturation plus élevée conduit à une augmentation plus rapide de l'effort lors du forgeage. Ainsi, la masse m est décélérée plus rapidement impliquant un temps de forgeage plus court. A énergie de frappe égale, un matériau avec une

contrainte d'écoulement plus élevée subit moins de déformations, ce qui explique l'augmentation de la hauteur du lopin avec l'augmentation de σ_{Sat} . L'effort maximal est plus faible pour σ_{Sat} plus élevée car l'augmentation de la contrainte d'écoulement n'est pas assez élevée pour compenser une surface de contact plus faible due à une déformation moindre du lopin.

Comme l'analyse d'incertitude montre que les paramètres opératoires ν_0 , μ et σ_{Sat} ont l'impact le plus fort sur la réponse du modèle, il semblerait justifié de considérer uniquement l'incertitude de ces trois paramètres dans l'étude de la réponse du modèle. Par ailleurs, l'évolution des indicateurs sélectionnés en fonction des paramètres opératoires peut être reliée aux phénomènes dynamiques ayant lieu durant le forgeage, ce qui montre que le modèle est capable de traduire la physique du processus de forgeage.

3.1.3 Analyse de sensibilité aux paramètres opératoires

L'analyse de sensibilité consiste à évaluer la robustesse du processus d'identification des paramètres et déterminer un intervalle d'incertitude pour chacun des paramètres identifiés. Cette première étude se focalise sur la sensibilité de l'identification à l'incertitude des paramètres opératoires.

3.1.3.1 Procédure

L'analyse de la sensibilité par rapport aux paramètres opératoires est réalisée grâce à la méthode de Monte-Carlo :

1. On réalise un tirage selon la distribution respective de chacun des paramètres opératoires (Tableau II-4) pour obtenir un set.
2. Les paramètres du modèle sont alors identifiés en faisant « fitter » le signal d'effort prédit par le modèle sur l'effort mesuré expérimentalement avec le set obtenu en étape 1.

Le processus de l'analyse de sensibilité des paramètres du modèle aux paramètres opératoires est illustré en Figure II-18.

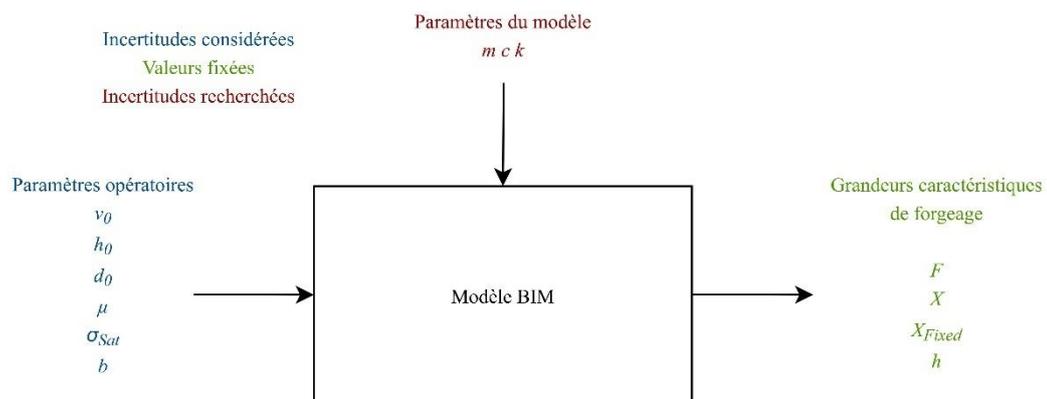


Figure II-18 Illustration de l'étude de sensibilité des paramètres du modèle aux paramètres opératoires

La boucle est répétée 6 897 fois avec les paramètres de convergence définis en section 2.3. Le point de départ de l'optimisation est le set de paramètres du modèle identifié pour les valeurs centrales des paramètres opératoires. Par ailleurs, étant donné le nombre important

d'optimisations à réaliser, il est nécessaire de garantir que la boucle ne soit pas « bloquée » à un incrément. En effet, il est possible qu'un tirage de paramètres opératoires ne permette pas de « fitter » le signal d'effort mesuré. Cela entraînerait un temps d'optimisation très élevé sans parvenir à identifier un set de paramètre pour le modèle. Pour limiter ce problème et optimiser le temps de calcul, un maximum de 50 itérations est fixé pour chacune des optimisations, celles qui atteignent ce seuil ne sont pas considérées dans l'analyse. Pour déterminer cette valeur, 10 tirages de sets de paramètres opératoires sont effectués et les optimisations sont réalisées. Sur les 10 optimisations, le nombre maximal d'itération est de 26. L'échantillon étant faible, le nombre d'itération maximal est fixé à 50. Les 6 897 optimisations correspondent à un temps de calcul approximatif de 280 h.

3.1.3.2 Résultats et analyse

Les distributions des paramètres du modèle m , c et k identifiés sont présentées dans les histogrammes des Figure II-19, Figure II-20 et Figure II-21. Graphiquement, il est possible de constater que les distributions des trois paramètres ne sont pas normales, impossible donc de modéliser les distributions par des gaussiennes. L'intervalle d'incertitude pour chaque paramètre est donc déterminé en triant les classes d'effectif le plus élevé au moins élevé. Puis en sommant ces effectifs jusqu'à atteindre 95% de l'effectif total. La borne supérieure est alors obtenue en considérant la borne supérieure de la classe dont la borne supérieure est la plus élevée et inversement pour la borne inférieure. Les intervalles d'incertitude sont alors obtenus pour les trois paramètres du modèle représentés en pointillé sur les histogrammes qui correspondent respectivement pour la masse m , le coefficient d'amortissement c et la raideur k aux intervalles [1794 ; 2262] kg, [0 ; 16936] N.s/m et [0,66 ; 1,30] GN/m.

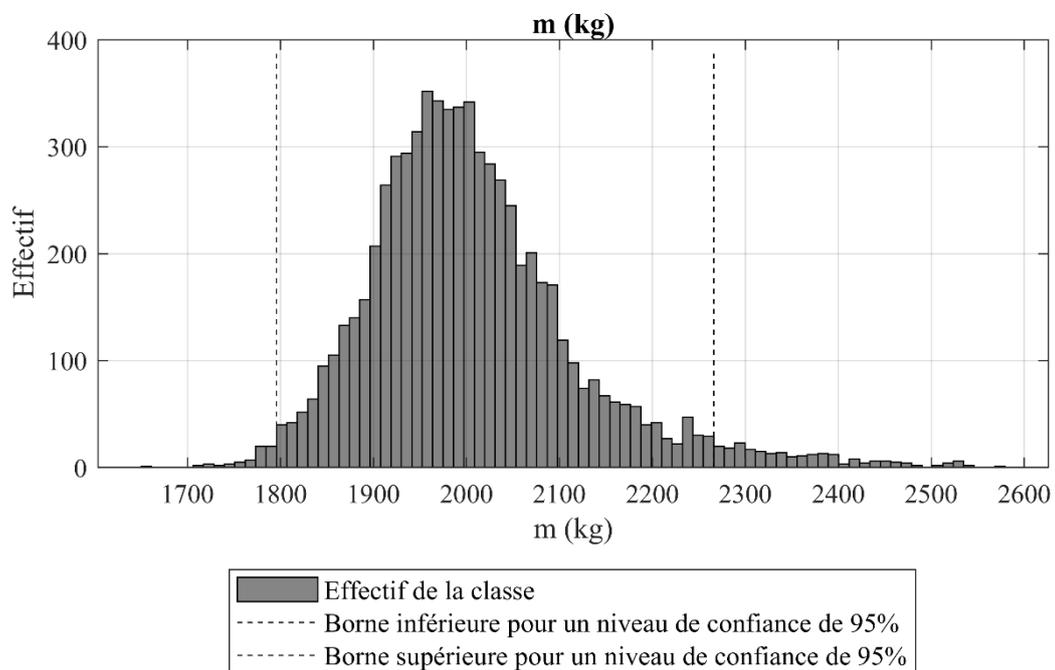


Figure II-19 Distribution des masses identifiées par l'étude de sensibilité aux paramètres opératoires

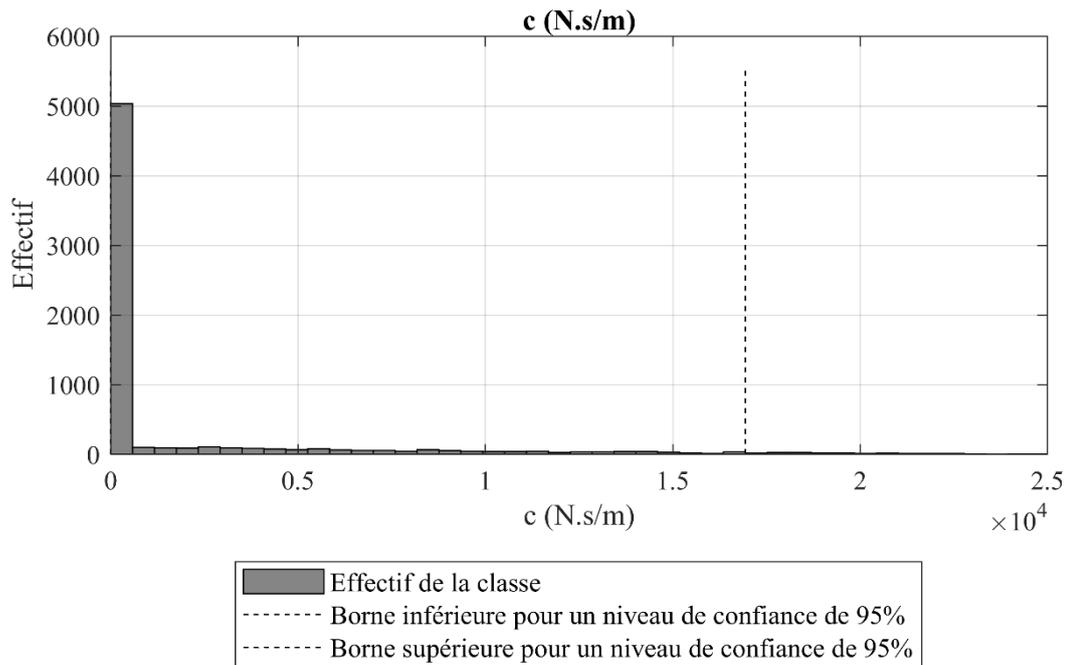


Figure II-20 Distribution des coefficients d'amortissement identifiées par l'étude de sensibilité aux paramètres opératoires

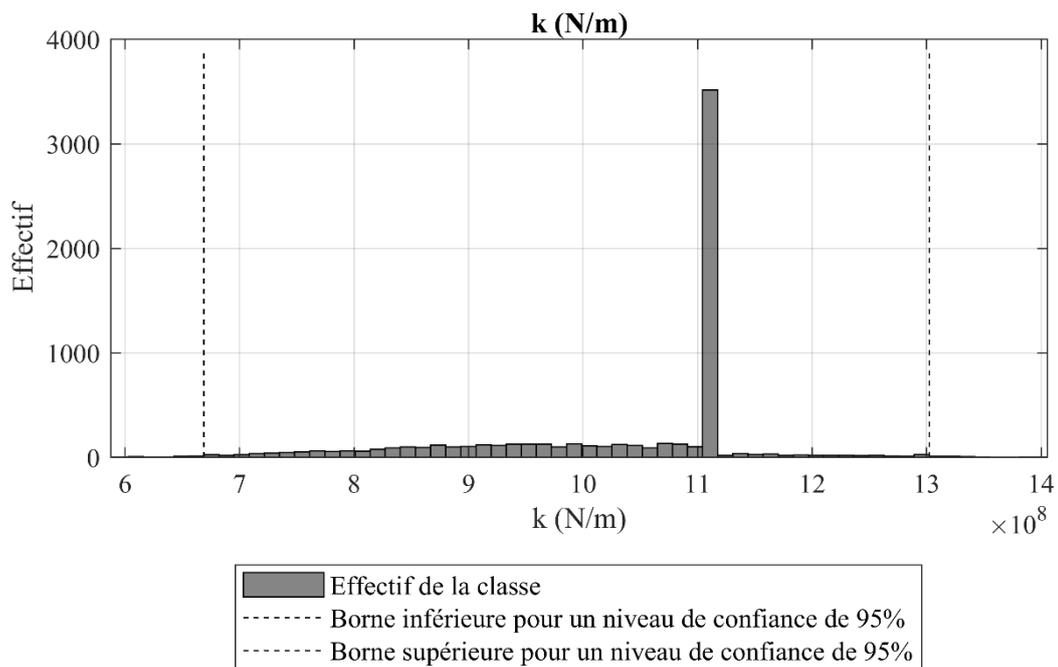


Figure II-21 Distribution des raideurs identifiées par l'étude de sensibilité aux paramètres opératoires

L'analyse a permis de déterminer un intervalle d'incertitude pour les trois paramètres du modèle prenant en compte la propagation des incertitudes sur les paramètres opératoires. La particularité des distributions de c et k en singleton peut être notée. Dans les deux cas, une classe représente plus de 50% de l'effectif total. Pour le coefficient d'amortissement c c'est même 73% de l'effectif total qui est représenté dans la première classe dont les bornes sont $[0 ; 584]$ N.s/m. Comme cela a été montré lors de la première identification de c en section 2.3, la valeur de c tend vers 0. Le modèle est peu sensible aux variations de c car restant faible il a peu d'influence

sur les signaux prédits, il en résulte une incertitude importante sur l'identification du coefficient d'amortissement. Néanmoins la distribution de c tend à montrer que le système n'est pas amorti avec une valeur de c nulle. En ce qui concerne la masse, la distribution est proche d'une distribution normale mais avec un certain degré d'asymétrie.

3.1.4 Analyse de sensibilité aux grandeurs caractéristiques de forgeage

Dans cette deuxième étude, c'est la sensibilité de l'identification à l'incertitude sur l'effort mesuré qui est évaluée.

3.1.4.1 Procédure

Comme expliqué en section 3.1.1, chaque point du signal d'effort mesuré est défini à une incertitude de ± 80 kN ce qui entraîne un degré d'incertitude sur l'identification des paramètres du modèle. Une analyse de sensibilité de l'identification des paramètres par rapport à l'incertitude de l'effort est alors réalisée en suivant la démarche ci-dessous :

1. On réalise un tirage de paramètres du modèle selon trois distributions normales avec une moyenne et un écart type donnés. Par la suite, ces distributions sont nommées distributions de départ.
2. Une simulation est réalisée, à partir des valeurs centrales des paramètres opératoires et du set de paramètres du modèle déterminé durant la première étape.
3. Le signal d'effort prédit est comparé aux bornes supérieure et inférieure du signal d'effort mesuré. Si le signal prédit est compris en intégralité entre les bornes, le set de paramètres du modèle est considéré dans l'intervalle d'incertitude.

Le processus de l'étude de sensibilité des paramètres du modèle à l'effort mesuré est illustré en Figure II-22.

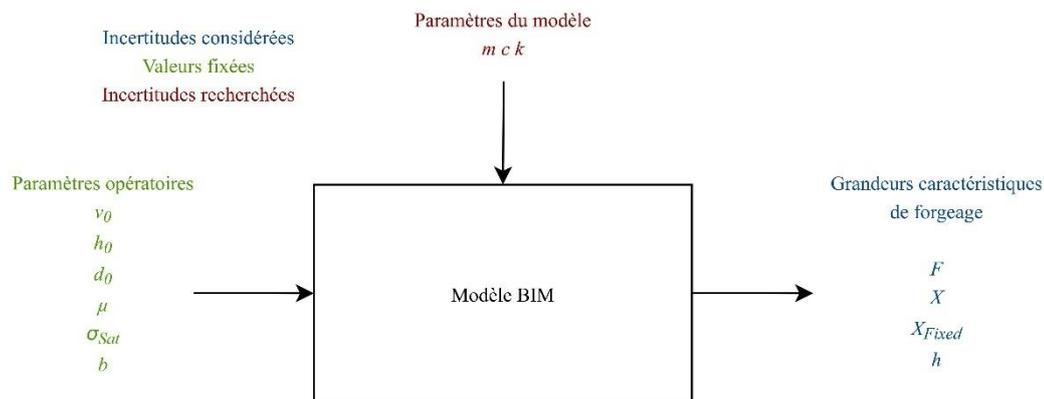


Figure II-22 Illustration de l'étude de sensibilité des paramètres du modèle à l'effort mesuré

Les incertitudes à 95% de confiance telles que définies en section 3.1.1 pour m , c et k (la masse, le coefficient d'amortissement et la raideur) sont respectivement fixées à ± 500 kg, $\pm 5,10^3$ N.s/m et $\pm 10^9$ N/m. Ces valeurs sont prises pour couvrir approximativement l'intervalle d'incertitude des paramètres du modèle, identifié en section 3.1.3.2. Les valeurs centrales sont celles identifiées dans le Tableau II-2. Pour c , une distribution centrée sur 0 est choisie car l'étude réalisée en section 3.1.3.2 a montré que le système n'est pas amorti. Une valeur négative de c n'ayant pas de sens physique, à chaque tirage, si la valeur obtenue est négative alors la

valeur absolue est conservée. La boucle est répétée 10 000 fois, 502 sets de paramètres sont retenus pour un temps de calcul approximatif de 7h.

3.1.4.2 Résultats et analyse

Les distributions des sets de paramètres retenus dans l'intervalle d'incertitude pour la masse m , le coefficient d'amortissement c et la raideur k sont présentés en Figure II-23, Figure II-24 et Figure II-25. Pour l'étude statistique, la distribution de c est symétrisée par rapport à zéro. Un test du *Khi-2* réalisé pour la masse et le coefficient d'amortissement, montre que l'hypothèse d'une distribution normale ne peut pas être rejetée à 95% de confiance. Le même test montre que la distribution de la raideur ne suit pas une loi normale. Néanmoins, en appliquant la fonction logarithme népérien à toutes les valeurs de masse retenues et en effectuant un test du *khi-2* sur cette nouvelle distribution, l'hypothèse d'une distribution normale pour $\ln(m)$ ne peut pas être rejetée. Ainsi, m et c sont modélisées par des lois normales tandis que k est modélisée par une loi log-normale. Ces lois permettent de déterminer les intervalles d'incertitude à 95% pour chacun des paramètres. Ces intervalles sont indiqués en pointillés sur les histogrammes et correspondent respectivement pour m , c et k à [1954 ; 2130] kg, [0 ; 3244] N.s/m et [0,70 ; 2,30] GN/m. Aucune des bornes inférieures ou supérieures des intervalles identifiés n'atteint l'incertitude à 95% de la distribution de départ. Cela signifie que les distributions de départ sont suffisantes et qu'il n'est pas nécessaire de couvrir un intervalle plus large pour l'étude.

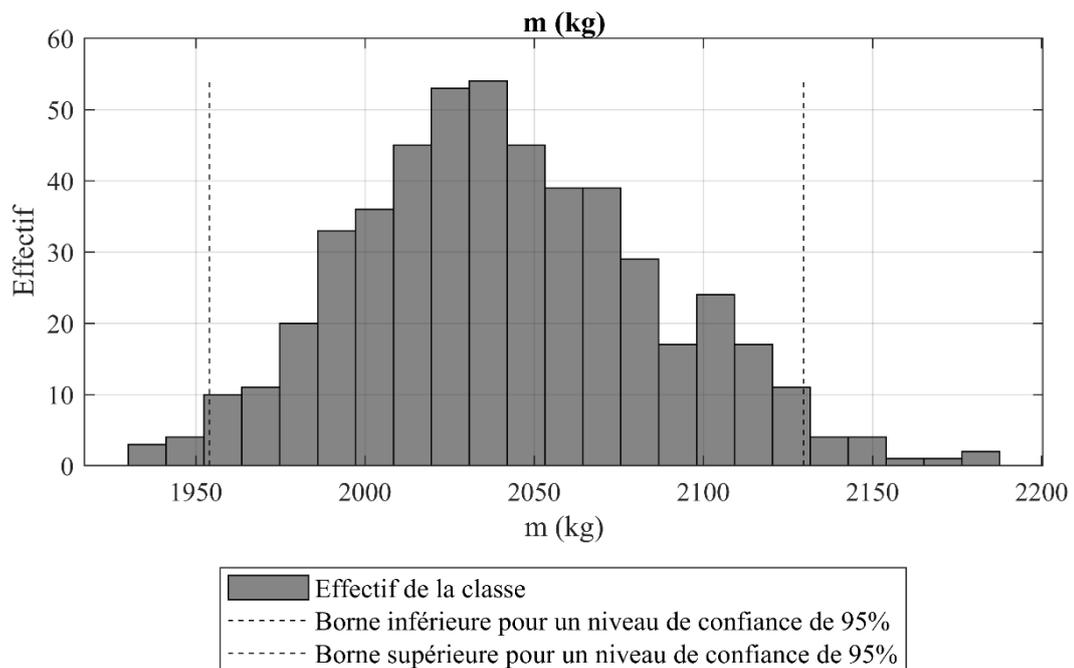


Figure II-23 Distribution des masses retenues lors de l'analyse de sensibilité aux grandeurs caractéristiques de forgeage

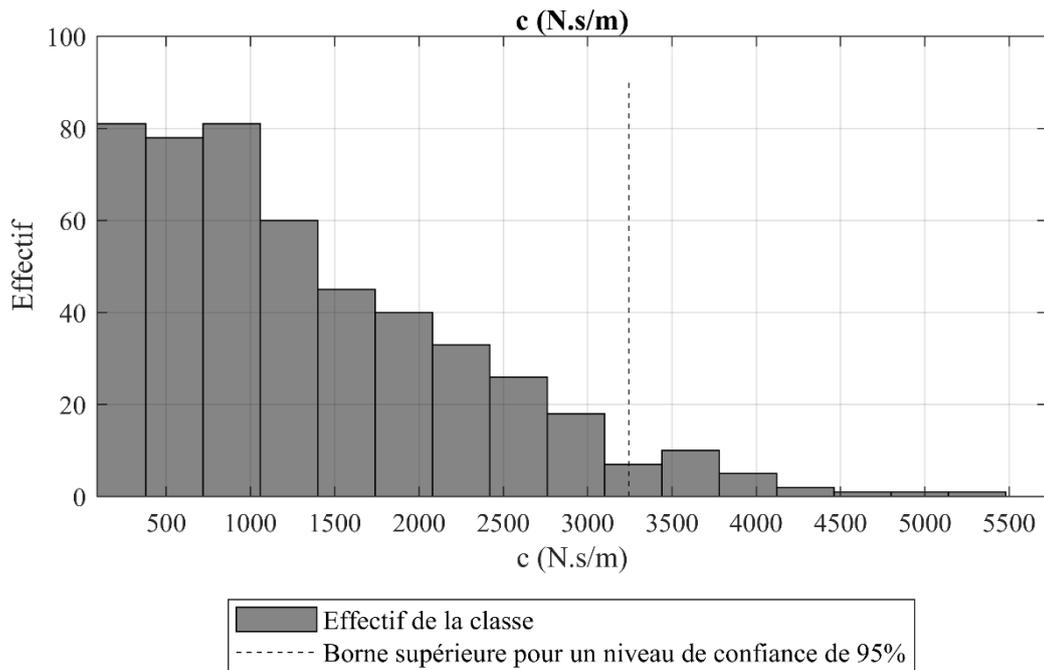


Figure II-24 Distribution des coefficients d'amortissement retenus lors de l'analyse de sensibilité aux grandeurs caractéristiques de forgeage

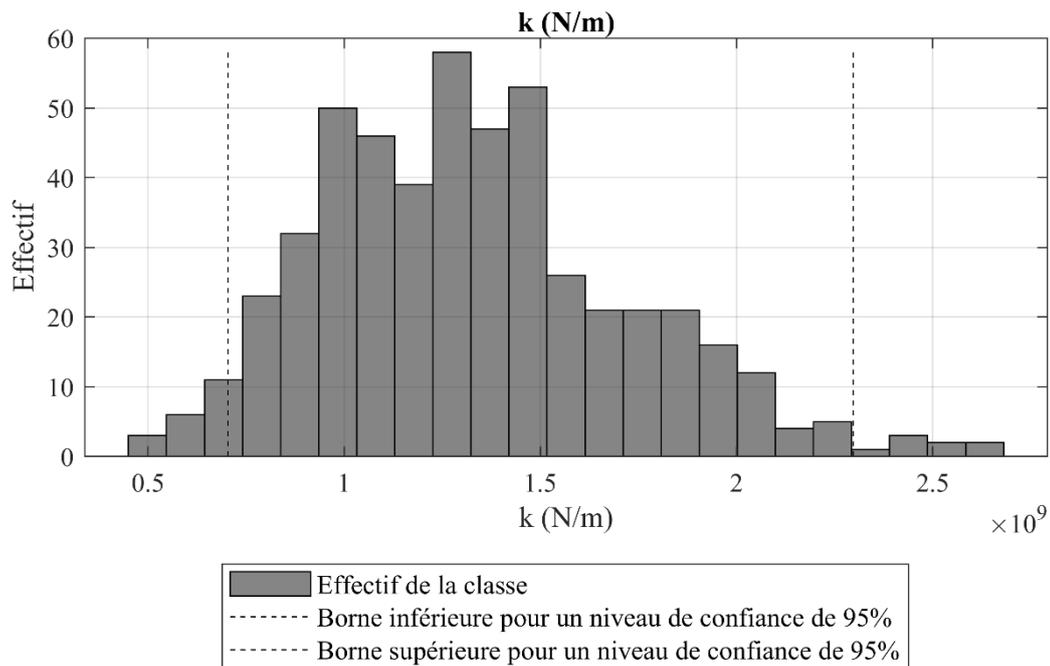


Figure II-25 Distribution des raideurs retenues lors de l'analyse de sensibilité aux grandeurs caractéristiques de forgeage

La méthodologie présentée a permis d'identifier un intervalle d'incertitude pour chacun des paramètres du modèle à partir de l'incertitude sur l'effort mesuré. Le nombre de sets de paramètres retenus dans l'intervalle d'incertitude est faible et correspond à 5% des valeurs testées. Cela s'explique par le fait que les distributions de départ des paramètres m , c et k couvrent une plage de valeurs bien plus importante que les valeurs pouvant être prise par les paramètres pour simuler un signal d'effort compris dans l'intervalle d'incertitude de l'effort mesuré. Les sets retenus permettent néanmoins de modéliser la distribution des trois paramètres

du modèle et de fournir un intervalle d'incertitude pour chacun. Un nombre de tirages plus important permettrait de préciser les distributions des paramètres mais au prix d'un temps de calcul plus élevé.

3.1.5 Synthèse des analyses de sensibilité

Pour déterminer l'impact des incertitudes de mesure des paramètres opératoires et des grandeurs caractéristiques de forgeage sur le processus d'identification, deux analyses de sensibilité ont été réalisées. Les études ont été effectuées indépendamment et ont permis de fournir un intervalle d'incertitude pour les paramètres du modèle (m , c et k). Lorsque l'influence des paramètres opératoires a été étudiée, l'effort a été fixé à sa valeur nominale et inversement. C'est-à-dire que le signal d'effort est resté à la valeur mesurée par le capteur, pour réaliser les optimisations pour les différents sets de paramètres opératoires. Le Tableau II-5 présente les intervalles d'incertitude des paramètres du modèle issus des deux analyses de sensibilité. m et c sont plus sensibles à l'incertitude sur les paramètres opératoires qu'à l'incertitude sur l'effort, tandis que le comportement inverse est observé pour k . Il est alors possible de fournir un intervalle d'incertitude pour les paramètres du modèle prenant en compte les résultats des deux études : $m \in [1796 ; 2266]$ kg, $c \in [0 ; 169\,936]$ N.s/m, $k \in [0,67 ; 2,30]$ GN/m.

Tableau II-5 Intervalles d'incertitude identifiés pour les paramètres du modèle lors des deux études de sensibilité

Paramètre	Etude de sensibilité aux paramètres opératoires	Etude de sensibilité à l'effort mesuré
m (kg)	[1794 ; 2262]	[1954 ; 2130]
c (N.s/m)	[0 ; 16 936]	[0 ; 3244]
k (GN/m)	[0,66 ; 1,30]	[0,70 ; 2,30]

On obtient alors des intervalles d'incertitude sur les paramètres du modèle prenant en compte l'incertitude sur la mesure des paramètres opératoires et de l'effort. Néanmoins, les études ayant été réalisées indépendamment, il est nécessaire de s'interroger sur l'impact de l'interaction entre les incertitudes des paramètres opératoires et de l'effort mesuré sur l'incertitude des paramètres du modèle. Un axe d'amélioration de l'étude pourrait être la prise en compte de ces interactions en considérant les deux sources d'incertitude dans la même analyse. Les paramètres du modèle présentent un degré de sensibilité différent aux paramètres opératoires et à l'effort. Cela signifie qu'il n'est pas possible de négliger l'impact de l'incertitude des paramètres opératoires ou de l'effort sur l'identification des paramètres du modèle.

3.2 Prédicativité du modèle

Afin d'évaluer la prédictivité du modèle, la simulation de deux autres frappes est réalisée avec le modèle BIM et les paramètres identifiés en section 2.3. Les résultats de simulation concernant les géométries finales des lopins sont comparés aux mesures expérimentales (Yoneyama *et al.* 2018). Les refoulements de deux lopins en acier sont réalisés dans les mêmes conditions expérimentales que présentées en section 2. Les géométries initiales et finales des deux lopins sont présentées dans le Tableau II-6. Pendant la frappe, la pression de contact et la friction sont mesurées.

Tableau II-6 Géométries initiales et finales des lopins utilisés pour étudier la prédictivité du modèle BIM

Lopin	Hauteur initiale (mm)	Diamètre initial (mm)	Hauteur finale (mm)	Diamètre final (mm)
B	120	80	47	128
C	150	100	88	130

3.2.1 Procédure de simulation

Les valeurs centrales des paramètres opératoires, v_0 , σ_{Sat} et b sont les mêmes que pour la frappe sur le lopin A. La hauteur h_0 et le diamètre d_0 initiaux sont fixés en fonction des géométries du lopin. Le coefficient de frottement μ est estimé à 0,17 pour les deux frappes à partir des mesures de pression et de friction, tel que présenté en section 2.2.2.2.

On estime la hauteur finale des deux lopins en simulation avec leurs intervalles d'incertitude selon la méthode présentée en section 3.1.2. Les incertitudes associées à chacun des paramètres opératoires sont les mêmes que précédemment (Tableau II-4). Le modèle étant le même et les conditions de simulation similaires, le nombre de 10 000 itérations identifié grâce à une étude de convergence pour le lopin A est conservé pour les lopins B et C.

3.2.2 Résultats et analyse

Les distributions des hauteurs ne suivent pas une loi normale selon deux tests du *Khi-2*. Les intervalles de confiance à 95% sont alors directement calculés à partir de leurs distributions statistiques, comme présenté en section 3.1.3. Les distributions des hauteurs obtenues pour les deux lopins en simulation et les valeurs mesurées lors de l'essai (Yoneyama *et al.* 2018) sont présentées en Figure II-26. Les intervalles d'incertitude sur les hauteurs prédites correspondent pour le lopin B à [43,7 ; 57,0] mm et pour le lopin C à [84,6 ; 98,5] mm. Les hauteurs mesurées sont dans les intervalles d'incertitude des simulations.

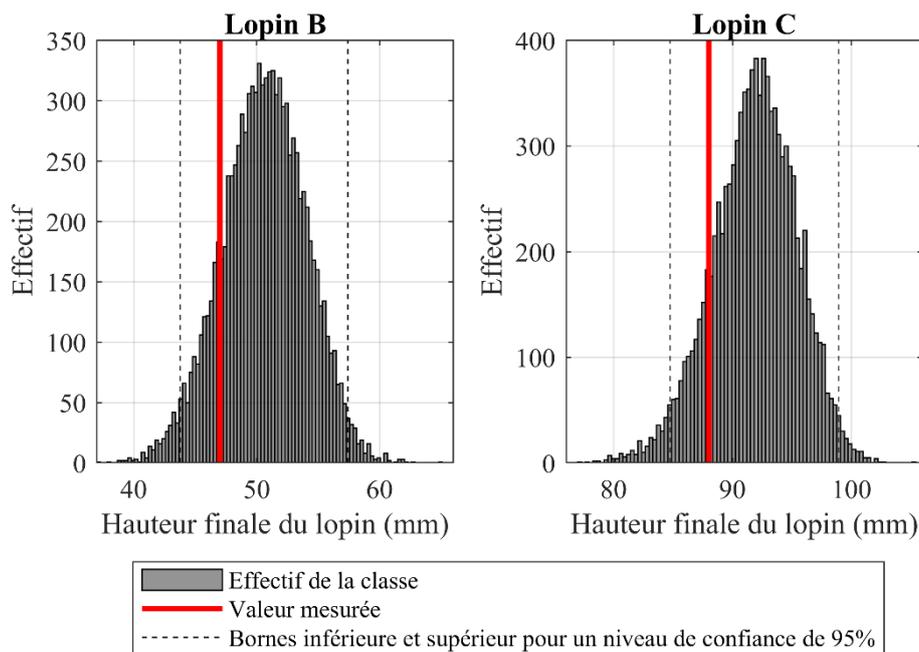


Figure II-26 Hauteurs mesurées expérimentalement et prédites pour les frappes sur lopins en acier B et C

Les résultats de simulation montrent que le modèle prédit dans son intervalle d'incertitude la hauteur finale du lopin pour les deux frappes qui n'ont pas été utilisées pour l'identification des paramètres du modèle. Les intervalles d'incertitude issus de la simulation pour les hauteurs prédites sont importants. Beaucoup d'hypothèses ont été réalisées pour fournir un intervalle d'incertitude pour les paramètres opératoires, car peu d'informations dans la publication support de l'étude sont disponibles. Cela montre la nécessité d'une plus grande maîtrise des paramètres opératoires et donc la mise en place d'essais dédiés à l'application de la méthodologie.

3.3 Détermination de la distribution énergétique et de l'efficacité du procédé

3.3.1 Evolution de la distribution énergétique lors d'une frappe

Au-delà de la prédiction de l'effort et du déplacement, il est possible de déterminer la distribution énergétique dans le système durant la simulation d'une opération de forgeage grâce au modèle BIM. Ainsi, il est possible de calculer l'énergie utile transmise au lopin et estimer l'efficacité du processus de mise en forme. Il existe cinq formes d'énergies dans le système à chaque instant qui sont répertoriées dans le Tableau II-7.

Tableau II-7 Différents types d'énergie dans le modèle BIM lors de la simulation d'une opération de forgeage

Type d'énergie	Origine
Cinétique	Vitesse des masses
Elastique	Déformation élastique des ressorts
Amortie	Dissipation dans les amortisseurs
Friction	Frottement outils-lopin
Plastique	Déformation plastique du lopin

La Figure II-27 présente l'évolution des énergies du système au cours du forgeage du lopin A. L'énergie amortie est absente du graphique, en effet, le coefficient d'amortissement étant égal à zéro (Tableau II-2), il n'y a pas de phénomènes d'amortissement. Le graphe peut être décomposé en trois parties : la mise en forme sur l'intervalle de temps $[0 ; 17,5]$ ms, le retour élastique sur l'intervalle $[17,5 ; 19,6]$ ms et le rebond sur l'intervalle $[19,6 ; 22,2]$ ms. Durant la mise en forme, l'énergie cinétique diminue pour être convertie à la fois en énergie plastique, en énergie de friction et en énergie élastique. Ces énergies augmentent jusqu'à la fin de la mise en forme. A $t=17,5$ ms, l'énergie cinétique est nulle, l'énergie élastique représente 4% de l'énergie totale introduite, l'énergie de friction 16% et l'énergie plastique 80%. Par la suite, pendant le retour élastique, l'énergie élastique est convertie intégralement en énergie cinétique. Tandis que l'énergie de friction et l'énergie plastique n'évoluent plus, les phénomènes physiques liés à ces énergies n'entrent plus en action à partir de cette phase. Enfin, pendant le rebond, les énergies n'évoluent plus.

L'efficacité est définie comme le rapport de la quantité d'énergie transmise au lopin à la fin de la déformation sur l'énergie introduite. Cette dernière correspond à l'énergie cinétique initiale de la masse m . Pour cette frappe, l'efficacité est égale à 80%.

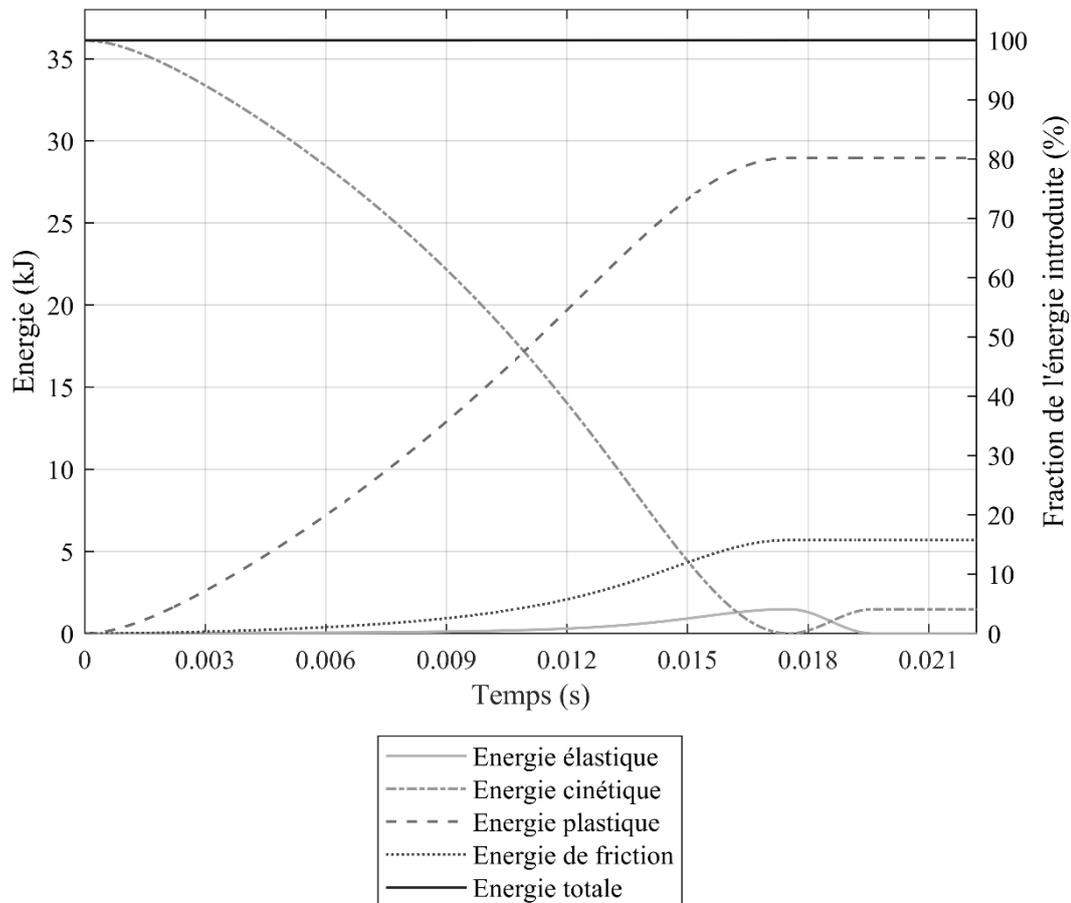


Figure II-27 Distribution de l'énergie simulée durant la frappe pour le lopin A

L'énergie plastique augmente avec les déformations du lopin, induites par le déplacement de la masse. De ce fait, réduisant la hauteur du lopin, son diamètre augmente et donc sa section augmente. L'augmentation de la surface de contact entre les outils et la matière, implique une augmentation des efforts de friction, qui s'opposent à l'expansion radiale du lopin. Par conséquent, l'énergie dissipée dans les frottements augmente. L'augmentation de la section du lopin implique aussi une augmentation des efforts de forgeage, pour continuer à atteindre la contrainte nécessaire à la déformation du lopin. Les déformations élastiques étant proportionnelles à l'effort appliqué, elles augmentent, tout comme l'énergie élastique.

A $t=17,5$ s, l'énergie cinétique est nulle, plus aucune énergie ne peut être transmise au lopin, ce qui marque l'arrêt de la mise en forme. Le lopin ne se déformant plus, l'énergie plastique demeure constante, de même que l'énergie de frottement, puisque l'expansion radiale du lopin n'a plus lieu. Les déformations élastiques sont alors relâchées, ce qui accélère la masse dans le sens opposé de la frappe, diminuant l'énergie élastique et augmentant l'énergie cinétique du système. Enfin, une fois toutes les déformations élastiques relâchées, plus aucune action n'est appliquée sur la masse (son poids est négligé). La masse n'est plus accélérée, son énergie cinétique demeure alors constante pendant le rebond et est égale à l'énergie élastique stockée par le ressort pendant la mise en forme.

Le modèle BIM permet donc de simuler l'évolution des différentes énergies du système. Le calcul de ces énergies permet d'améliorer la compréhension des phénomènes ayant lieu durant le processus de forgeage.

3.3.2 Comparaison des bilans énergétiques pour différentes frappes

La Figure II-28 présente le bilan énergétique à la fin du retour élastique pour les lopins A, B et C. L'efficacité est différente selon les frappes, elle est respectivement égale à 80%, 93% et 95% pour les lopins A, B et C. Cela signifie que la quantité d'énergie transmise au lopin est différente selon les conditions opératoires car l'énergie introduite est constante. Comme expliqué précédemment, la part d'énergie non-utile à la fin d'une frappe est répartie entre l'énergie de friction et l'énergie cinétique de la masse. Selon la frappe, la répartition de l'énergie non-utile n'est pas toujours la même.

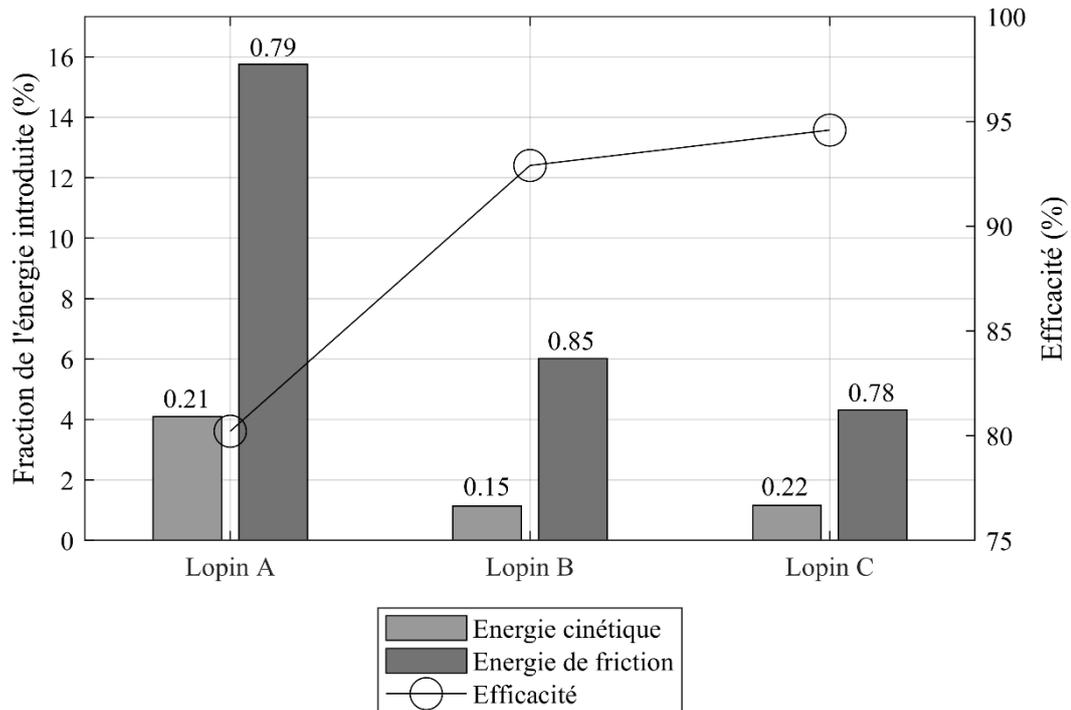


Figure II-28 Efficacité de la frappe et bilan de l'énergie non-utile à la fin du retour élastique, pour les lopins A, B et C

L'efficacité du processus est dépendante des géométries initiales du lopin. En effet, pour la simulation de trois frappes avec trois lopins de hauteurs et de diamètres différents une variation de 15% de l'efficacité peut être observée. Cela s'explique par la variation de la section en contact avec les outils. Les diamètres finaux des lopins A, B et C sont respectivement égaux à 135,7 mm, 122,9 mm et 127,6 mm. Plus la variation de la section est élevée et plus l'énergie dissipée dans les phénomènes de friction entre la matière et les outils est importante. Pour le lopin B, la variation du diamètre est de 42,9 mm tandis que pour le lopin C, elle est de 27,6 mm. Cela conduit à une énergie dissipée en frottement de 2,22 kJ pour le lopin B, ce qui est supérieur à l'énergie de friction du lopin C égale à 1,53 kJ.

Comme montré précédemment, une section plus élevée implique des déformations élastiques plus importantes. Or, au relâchement de ces déformations, l'intégralité de l'énergie élastique stockée est restituée dans le mouvement des masses. L'énergie cinétique à la fin du retour élastique est alors plus importante pour une section plus élevée. Le diamètre final du lopin B étant inférieur au diamètre du lopin C, l'énergie cinétique au rebond de 0,39 kJ pour le lopin B est inférieure aux 0,43 kJ du lopin C.

La répartition de l'énergie non-utile entre l'énergie de friction et l'énergie cinétique est différente selon les frappes. En particulier pour les simulations des frappes pour les lopins B et C réalisées avec le même coefficient de frottement : un écart de 7% de la part de l'énergie cinétique sur l'énergie totale non-utile peut être observé. La distribution de l'énergie non-utile est donc fonction des géométries initiales du lopin.

Pour des coups multiples sur un même lopin, la section de la billette ne cesse d'augmenter mais la variation de la section est de plus en plus faible. Selon le raisonnement précédent, la part de l'énergie cinétique au rebond sur l'énergie non-utile doit donc augmenter, tandis que la contribution de la friction doit diminuer. Cela montre ainsi la nécessité de considérer le comportement de la machine pendant l'opération de forgeage pour la détermination de l'efficacité du processus de mise en forme.

4. Conclusion

Ce chapitre développe la méthodologie globale de modélisation des machines de forgeage pilotées en énergie, proposée par cette thèse, en s'appuyant sur un cas d'étude issu de la littérature. Dans un premier temps, l'analyse du signal de l'effort lors d'une frappe et l'étude de la machine ont permis de définir un modèle adapté au pilon étudié, avec le nombre de degré de liberté nécessaire. Puis, l'identification paramétrique, rendue possible par la mesure des paramètres opératoires du procédé et de l'effort, a fourni un set de paramètres pour le modèle décrivant le comportement de la machine et de ses outillages. Cette démarche présente l'avantage de pouvoir identifier les paramètres du modèle en seulement une frappe représentative des conditions de travail de la machine et grâce à la mesure d'un nombre limité de paramètres. De plus, l'approche fournit une solution sur-mesure pour décrire le comportement du système {machine + outillages} durant le processus de forgeage, ce qui permet de considérer dans la modélisation les spécificités propres du moyen de production.

Dans un second temps, les analyses d'incertitudes et de sensibilités ont permis d'étudier la réponse du modèle. Les paramètres opératoires ayant l'impact le plus fort sur les grandeurs caractéristiques de forgeage ont été mis en évidence et les intervalles d'incertitude associés aux paramètres du modèle ont été fournis. Ainsi, la robustesse du modèle et du processus d'identification des paramètres a pu être évaluée. La simulation de deux autres frappes sur des lopins de géométries différentes a montré le caractère prédictif du modèle. Néanmoins les intervalles d'incertitude obtenus pour la prédiction des hauteurs des lopins sont trop importants, ce qui témoigne de la nécessité de réaliser des essais dédiés à l'application de la méthodologie. Enfin, la distribution énergétique dans le système durant les trois frappes étudiées, a été calculée, ce qui a permis de déterminer, dans chaque cas, l'efficacité du processus. L'efficacité d'un coup et la distribution de l'énergie non-utile sont donc dépendantes des géométries du lopin, le rôle de la machine sur la consommation de l'énergie introduite a aussi été mis en évidence.

Travailler sur des données issues de la littérature a conduit à émettre de nombreuses hypothèses et à évaluer la prédictivité du modèle BIM uniquement dans le cas de lopins de géométries différentes. Par ailleurs, la méthode n'a pu être appliquée qu'à un seul modèle de machine, ce qui ne permet pas de démontrer la généralité de l'approche à toutes les machines pilotées en énergie. Pour cette raison, plusieurs campagnes d'essais ont été mises en place pour modéliser le comportement de trois machines et identifier les configurations dans lesquelles le modèle est valide. Le chapitre III précise les outils de modélisation utilisés pour décrire le

comportement du lopin et les protocoles développés pour la mesure des paramètres opératoires et des grandeurs caractéristiques de forgeage. Ces outils et protocoles permettent alors la mise en œuvre de la méthode pour les trois cas d'application présentés en chapitre IV.

Chapitre III : Outils de modélisation et méthode expérimentale

1. Introduction

Dans ce chapitre, les méthodes permettant l'obtention des données nécessaires à l'application de la méthode présentée en chapitre II sont abordées. Ces méthodes correspondent à l'encadré orange en Figure III-1.

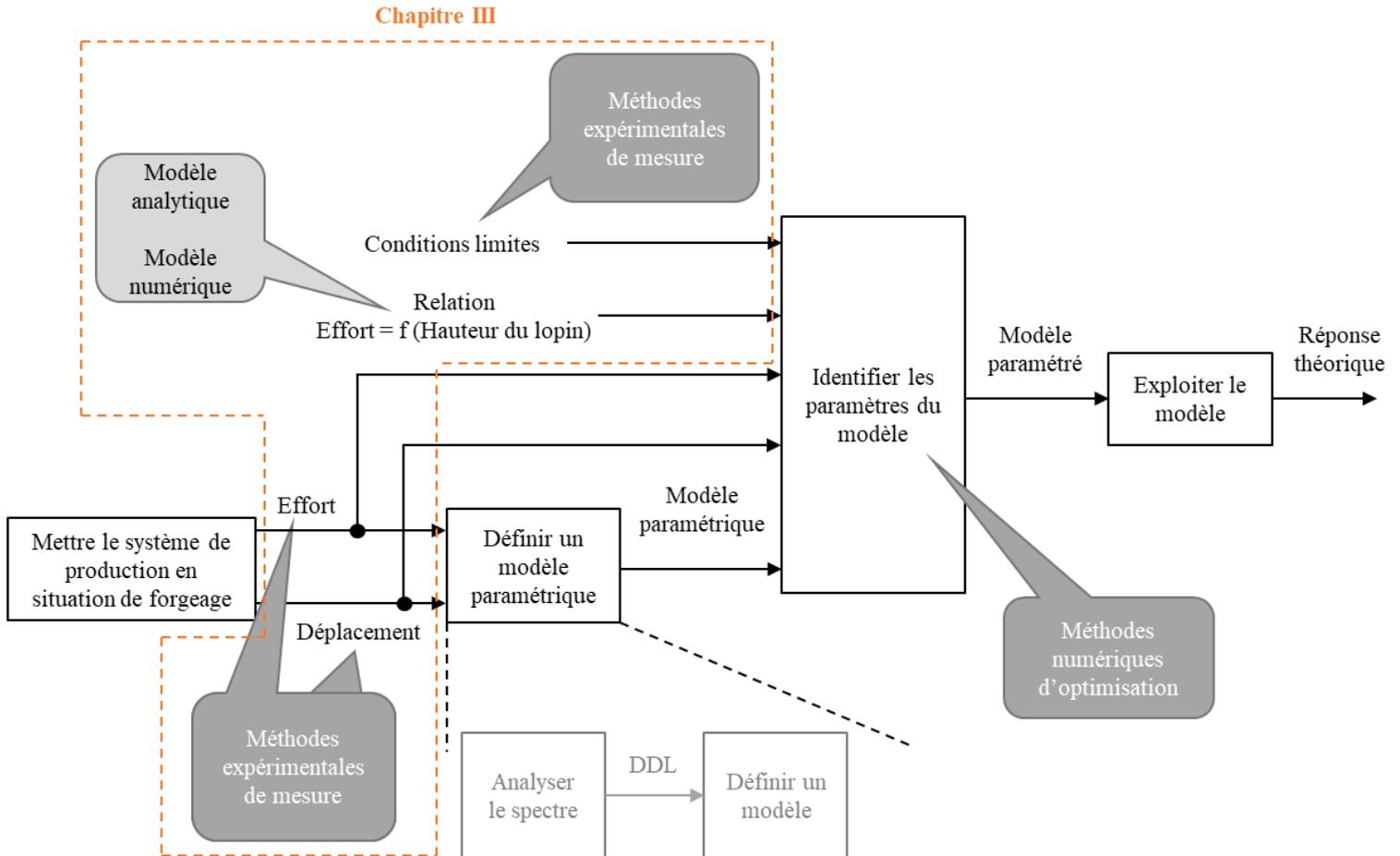


Figure III-1 Illustration de la méthodologie générale et des éléments étudiés en chapitre III

La première partie présente deux méthodes pour modéliser le comportement du lopin et de l'interface, afin d'être en mesure de calculer les efforts de forgeage en fonction de la hauteur de la billette. Une première méthode, analytique, permettant une résolution directe des équations du modèle BIM avec des temps de calcul modérés et une seconde méthode numérique, basée sur la simulation éléments-finis permettant d'obtenir une représentation plus fidèle du comportement du lopin lors du forgeage (Figure III-2).

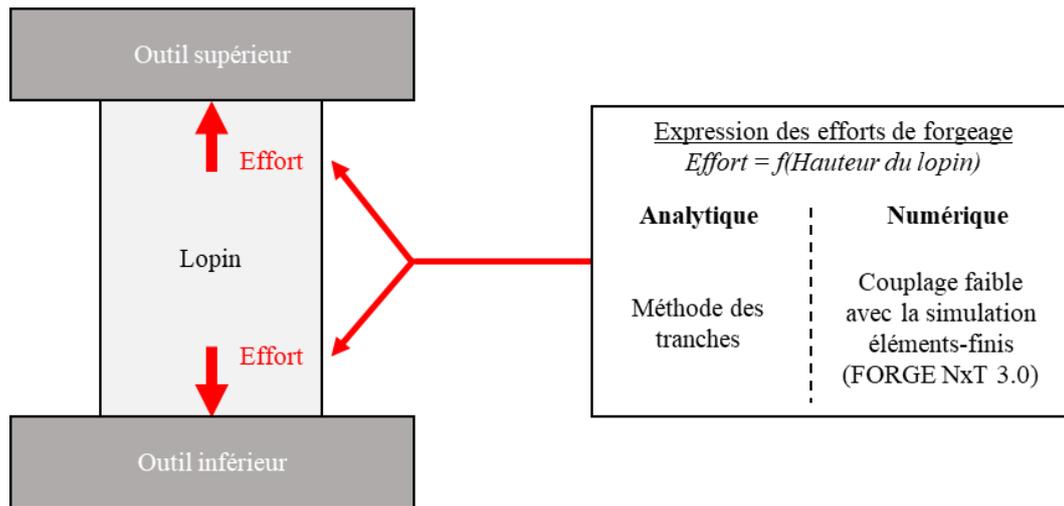


Figure III-2 Illustration des méthodes permettant l'expression des efforts de forgeage en fonction de la hauteur du lopin

Comme montré en chapitre II, l'exploitation des données d'un cas issu de la littérature a conduit à un nombre important d'hypothèses sur les incertitudes de mesure et à la validation des prédictions du modèle BIM dans un nombre limité de cas. Ainsi, plusieurs campagnes d'essais ont été mises en place afin de maîtriser les incertitudes de mesure et déterminer le domaine de validité du modèle. La deuxième partie de ce chapitre est consacrée à la présentation des protocoles expérimentaux mis en place pour la mesure des paramètres opératoires et des grandeurs caractéristiques de forgeage. Ces protocoles ont été développés pour les trois machines étudiées dans le chapitre IV : une presse à vis de laboratoire, un marteau pilon simple-effet et un marteau pilon contre-frappe. La réalisation d'essais sur plusieurs machines avec des contraintes différentes a conduit à l'évolution des protocoles expérimentaux qui ont pu être affinés au cours des campagnes d'essais. Les moyens de mesure utilisés en fonction de la grandeur mesurée et de la machine considérée sont présentés dans le Tableau III-1. Chaque protocole est décrit en section 3 et les incertitudes des grandeurs mesurées sont estimées. Selon les cas, des exemples de mesures issus des cas d'étude du chapitre IV sont utilisés pour plus de clarté.

Tableau III-1 Récapitulatif des moyens de mesure en fonction de la grandeur mesurée et de la machine

Grandeur	Déplacement Vitesse	Coefficient de frottement	Effort
Presse à vis	Codeur magnétique incrémental	/	Capteur à jauges de déformation
Pilon simple-effet	Caméra	Test de l'anneau	Capteur piézoélectrique
Pilon contre-frappe	Caméra rapide	Test de compression (Ebrahimi et Najafizadeh 2004)	/

2. Outils de modélisation du comportement du lopin et de l'interface

2.1 Calcul analytique des efforts de forgeage

La simulation d'une frappe avec le modèle BIM, nécessite de pouvoir calculer les efforts de forgeage en fonction de la hauteur du lopin. La méthodologie présentée dans le chapitre II,

s'applique dans le cas d'un essai de compression d'un lopin cylindrique. Dans cette étude, l'effort de forgeage est exprimé dans le cas du refoulement d'un cylindre.

La méthode des tranches permet le calcul analytique des efforts de forgeage, lors de la compression d'une billette, en prenant en compte les phénomènes de frottement entre les outils et la matière, ainsi que le comportement rhéologique du matériau (Lange 1985). Son utilisation est courante en identification paramétrique pour la compensation des phénomènes de friction lors de l'estimation de la contrainte d'écoulement (Osakada *et al.* 1981 ; Christiansen *et al.* 2016).

Le calcul des efforts de forgeage avec la méthode des tranches est basé sur quatre hypothèses considérées vraies pendant la déformation du lopin :

1. Le volume de matière de la billette reste constant.
2. La billette conserve sa géométrie cylindrique.
3. Le matériau subit un chargement homogène de compression uniaxiale.
4. La contrainte d'écoulement du matériau est homogène dans toute la pièce.

L'écrasement d'un lopin cylindrique d'une hauteur initiale h_0 et d'un rayon initial r_{e0} est considéré. Au cours du forgeage, h et r_e représentent respectivement la hauteur courante et le rayon courant du lopin (Figure III-3).

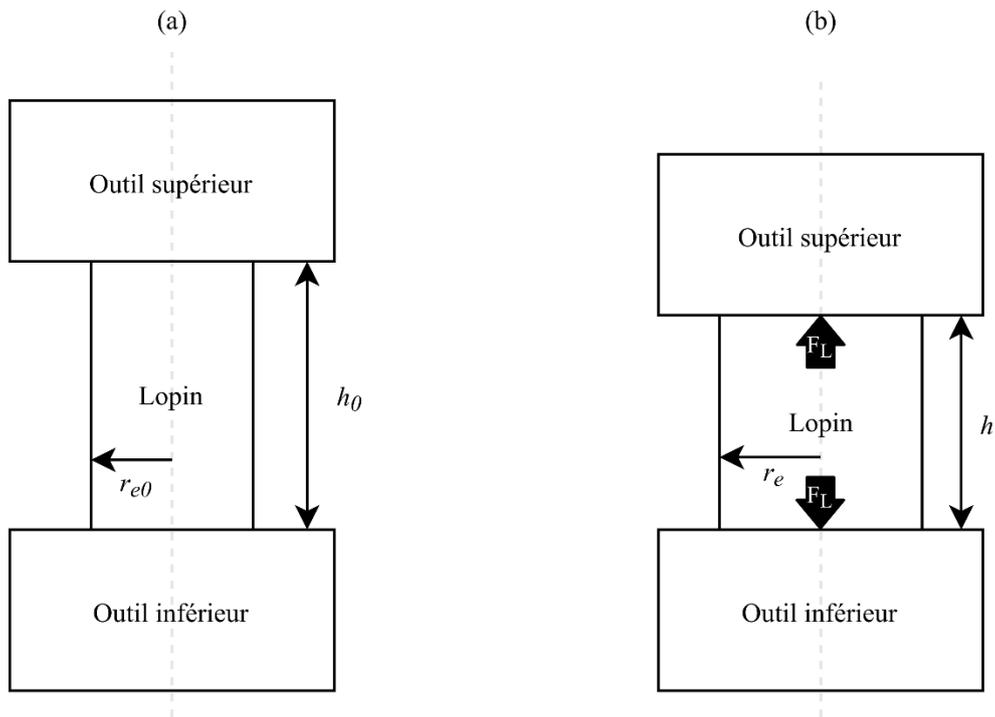


Figure III-3 Schémas annotés du processus de forgeage a) au contact avec le lopin b) durant le forgeage

Le repère cylindrique $(O, \vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{e}_z)$, dont l'axe O_z est confondu avec l'axe de rotation du cylindre est défini. Une tranche du lopin est considérée, elle correspond à une portion d'anneau sur un angle $d\theta$ dont le rayon intérieur est égal à r , et le rayon extérieur à $r+dr$ (Figure III-4).

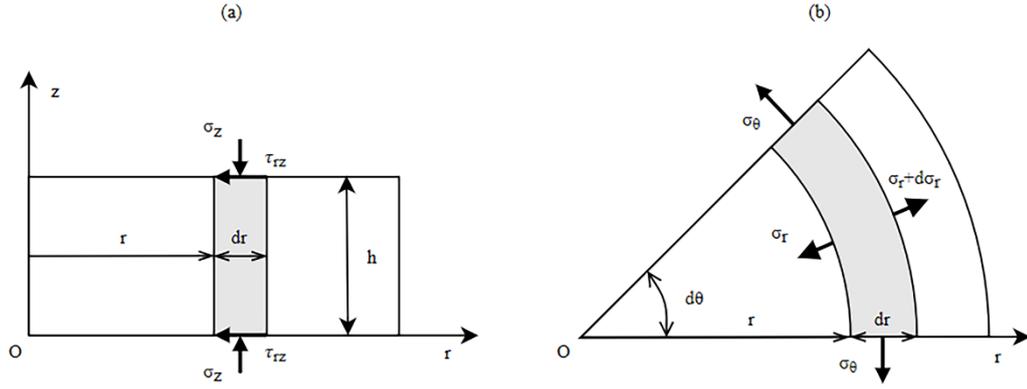


Figure III-4 Paramétrisation de la tranche de lopin considérée et bilan des contraintes sur cette tranche a) vue selon le plan $\{\vec{e}_z, \vec{e}_r\}$ b) vue selon le plan $\{\vec{e}_r, \vec{e}_\theta\}$

Les phénomènes de friction entre les outils et la matière, sont modélisés avec le modèle de Coulomb exprimant la contrainte tangentielle τ_{rz} telle que dans l'équation (III-1) :

$$\tau_{rz} = \mu \cdot \sigma_z \quad (III-1)$$

avec σ_z la contrainte normale et μ le coefficient de frottement. Le bilan des efforts appliqués sur la tranche est réalisé, ce qui conduit à l'égalité de l'équation (III-2).

$$(\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr) \cdot h \cdot d\theta - \sigma_r \cdot r \cdot h \cdot d\theta - 2\sigma_\theta \cdot \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) \cdot h \cdot dr - 2\mu \cdot \sigma_z \cdot r \cdot dr \cdot d\theta = 0 \quad (III-2)$$

Avec σ_r , σ_θ et σ_z les contraintes selon \vec{e}_r , \vec{e}_θ et \vec{e}_z . Les efforts de friction sont comptabilisés deux fois dans le bilan, une fois pour l'outil supérieur et une autre pour l'outil inférieur. Par ailleurs, $d\theta$ étant un élément différentiel, $d\theta/2$ tend vers 0, donc $\sin(d\theta/2) \sim d\theta/2$. En déformation plastique et dans les conditions de l'hypothèse 4 : $\sigma_\theta = \sigma_r$ et $\sigma_z = \sigma_r - \sigma_0$. Avec σ_0 la contrainte d'écoulement du matériau. Ainsi, l'équation (III-2) peut être simplifiée comme dans l'équation (III-3).

$$\frac{1}{\sigma_z} \cdot d\sigma_z = -\frac{2\mu}{h} \cdot dr \quad (III-3)$$

L'équation (III-3) est une équation différentielle du premier ordre en σ_z selon la variable r . En introduisant la condition aux limites $\sigma_r(r_e) = 0$, la contrainte selon l'axe Z peut s'exprimer : $\sigma_z(r_e) = \sigma_0$. Il est alors possible de résoudre l'équation en utilisant cette condition aux limites, ce qui donne l'expression pour σ_z de l'équation (III-4).

$$\sigma_z(r) = \sigma_0 \cdot e^{\frac{2\mu}{h} \cdot (r_e - r)} \quad (III-4)$$

L'effort de forgeage est obtenu en intégrant σ_z sur la surface de contact du lopin avec les outils, c'est-à-dire pour $r \in [0 ; r_e]$ et $\theta \in [0 ; 2\pi]$. Pour mener à bien le calcul de l'intégrale, une intégration par parties est réalisée. L'effort de forgeage peut alors être exprimé tel que dans l'équation (III-5).

$$F_L = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} \int_{r=0}^{r=r_e} \sigma_z(r) \cdot r \cdot dr \cdot d\theta = \frac{\pi \cdot r_e \cdot h}{\mu} \cdot \sigma_0 \cdot \left(\frac{e^A - 1}{A} - 1 \right) \quad (III-5)$$

avec $A = 2\mu r_e / h$. Les hypothèses sur la conservation du volume du lopin et de sa géométrie cylindrique durant la déformation, permettent d'exprimer le rayon courant du lopin à partir de

sa hauteur courante et de sa géométrie initiale. Ainsi, il est possible d'exprimer l'effort de forgeage en fonction de la hauteur du lopin, connaissant la contrainte d'écoulement, le coefficient de friction et la géométrie initiale du lopin. Lors de la simulation de l'écrasement avec le modèle BIM, le déplacement des outils est calculé à chaque incrément. La hauteur du lopin est une conséquence du déplacement de ces outils, l'effort appliqué par le lopin sur la machine, peut donc être calculé analytiquement, à chaque incrément de calcul, lors de la résolution numérique des équations du modèle grâce à l'équation (III-5).

La méthode des tranches présente l'intérêt de proposer une expression analytique des efforts de forgeage implémentable directement dans l'environnement MATLAB SIMULINK® et nécessitant des temps de calcul faibles. Néanmoins, les hypothèses de calcul peuvent limiter son utilisation. Supposer que le lopin conserve sa géométrie cylindrique durant la déformation n'est possible que pour des conditions de frottement nulle en théorie. En effet, dans le cas contraire, l'apparition d'un tonnellement peut être observée. Il implique une diminution de la section du lopin en contact avec les outils (Kulkarni et Kalpakjian 1969) et donc une surestimation de l'effort. Par ailleurs, l'hypothèse d'une contrainte d'écoulement homogène dans toute la pièce ne permet pas de prendre en compte les hétérogénéités dues, par exemple, à une différence de température entre la peau de la pièce et son cœur. Pour ces raisons, une seconde manière de calculer les efforts de forgeage s'appuyant sur la simulation numérique est proposée dans la section suivante, pour fournir une représentation plus fidèle à la réalité.

2.2 Calcul des efforts de forgeage par la méthode des éléments-finis

Cette partie présente la méthodologie permettant d'obtenir les efforts de forgeage à partir de la simulation numérique du refoulement d'un lopin cylindrique grâce à un logiciel éléments-finis. L'objectif est d'obtenir une relation entre l'effort et la hauteur du lopin qui puisse être utilisée lors de la simulation du procédé de forgeage avec le modèle BIM. Les simulations numériques sont réalisées avec le logiciel éléments-finis FORGE® NxT 3.0. Ce logiciel permet d'obtenir une représentation des phénomènes thermomécaniques qui ont lieu durant le processus de mise en forme. L'utilisation de ce logiciel est courante dans l'industrie pour la simulation des opérations de forgeage car il est adapté à la simulation des grandes déformations. Le calcul de l'effort, selon la méthode présentée dans ce chapitre, est utilisé pour les essais réalisés sur la presse à vis et sur le pilon contre-frappe. Dans les deux cas, le refoulement de lopins cylindriques en cuivre est réalisé. L'utilisation du cuivre permet le forgeage à froid et ainsi la maîtrise des phénomènes thermiques apparaissant expérimentalement. De plus la rhéologie du cuivre est peu sensible à la vitesse de déformation (Lu *et al.* 2005), ce qui permet de négliger son influence sur la contrainte d'écoulement. Enfin, le comportement du cuivre est bien connu, ce qui rend possible le calcul de la contrainte d'écoulement à partir d'une loi rhéologique et de paramètres issus d'une base de données.

2.2.1 Développement d'un modèle éléments-finis pour le refoulement d'un lopin cylindrique

2.2.1.1 Objets considérés et cinématique des outils en simulation

Le refoulement à froid d'un lopin de hauteur initiale h_0 et diamètre initial d_0 jusqu'à une hauteur finale h_f est considéré. La vitesse d'impact v_0 et la température initiale T_0 du lopin sont supposées connues.

Le modèle numérique associé à l'opération est constitué de trois éléments : le lopin considéré déformable et deux outils indéformables : l'outil supérieur et l'outil inférieur. Les

outils sont des tas plats de dimensions suffisantes pour garantir le contact avec la section supérieure et la section inférieure du lopin jusqu'à la fin de la déformation. L'outil inférieur est considéré fixe tandis que l'outil supérieur est piloté en déplacement. Pour obtenir le profil de déplacement à imposer à l'outil supérieur, un polynôme de degré deux satisfaisant les équations (III-6)-(III-9) est défini.

$$P(t = 0) = h_0 - h_f \quad (III-6)$$

$$P(t = t_f) = 0 \quad (III-7)$$

$$P'(t = 0) = v_0 \quad (III-8)$$

$$P'(t = t_f) = 0 \quad (III-9)$$

avec t_f défini comme l'instant où le lopin atteint la hauteur h_f . Un système linéaire de quatre équations est obtenu pour quatre inconnues : t_f et les trois coefficients du polynôme. Le système est résolu et les coefficients du polynôme sont déterminés. Ce polynôme permet de générer un ensemble de points pour décrire le déplacement de l'outil supérieur correspondant à l'écrasement du lopin de la hauteur h_0 à la hauteur h_f avec une vitesse initiale égale à la vitesse d'impact v_0 . Ces points sont utilisés dans FORGE® pour imposer le déplacement à l'outil supérieur. Le profil de déplacement parabolique est une approximation du déplacement de l'outil qui permettra par la suite d'obtenir une relation entre la hauteur du lopin et l'effort de forgeage. Cette approximation peut néanmoins entraîner une incertitude sur le calcul de la contrainte d'écoulement, du fait de la mauvaise estimation de la vitesse de déformation.

2.2.1.2 Friction

Les phénomènes de friction à l'interface entre les outils et le lopin sont modélisés par le modèle de Coulomb limité Tresca, son utilisation est courante dans la littérature pour la simulation de procédés de forgeage (Gavrus *et al.* 2012 ; Ghassemali *et al.* 2013 ; Zhang et Ou 2016). C'est un modèle hybride considérant une augmentation de la contrainte de cisaillement selon la loi de Coulomb jusqu'à un seuil à partir duquel la contrainte devient constante. La contrainte de cisaillement s'exprime alors telle que dans l'équation (III-10).

$$\tau = \min \left(\mu \cdot \sigma_z ; \bar{m} \cdot \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}} \right) \quad (III-10)$$

avec τ la contrainte de cisaillement, μ le coefficient de frottement de Coulomb, \bar{m} le coefficient de frottement de Tresca, σ_z la contrainte normale appliquée à la surface entre les outils et le lopin et σ_0 la contrainte d'écoulement. A l'instant de la transition entre le modèle de Coulomb et le modèle de Tresca, la fonction décrivant la valeur de τ n'est pas dérivable. Cela peut poser un problème lors de la résolution numérique des équations du modèle. FORGE® propose une régularisation de la fonction, exprimant τ qui garantit la dérivabilité lors de la transition entre les deux modèles (FORGE 2011).

2.2.1.3 Thermique

La température initiale du lopin est fixée à T_0 en simulation. Dans les cas étudiés, elle correspond à la température ambiante approximativement égale à 20 °C. Lors du forgeage sur une machine pilotée en énergie, les temps de contact entre les outils et la matière sont courts, de l'ordre de quelques minutes. Par ailleurs, en forgeage à froid, les outils sont froids ou chauffés à des températures faibles, dans le cas du pilon contre-frappe inférieures à 80 °C. Ainsi, le gradient de température entre les outils et le lopin est faible. Il en résulte que les phénomènes

d'échange thermique à l'interface outils-lopin sont très faibles et peuvent être négligés. Les simulations sont alors réalisées dans des conditions adiabatiques.

2.2.1.4 Maillage

Dans FORGE®, les objets considérés sont discrétisés selon des éléments linéaires tétraédriques appelés P1+ / P1 tels que présentés en Figure III-5. Le champ de pression est calculé aux quatre sommets du tétraèdre tandis que le champ de vitesse est enrichi avec un degré de liberté supplémentaire au centre du tétraèdre.

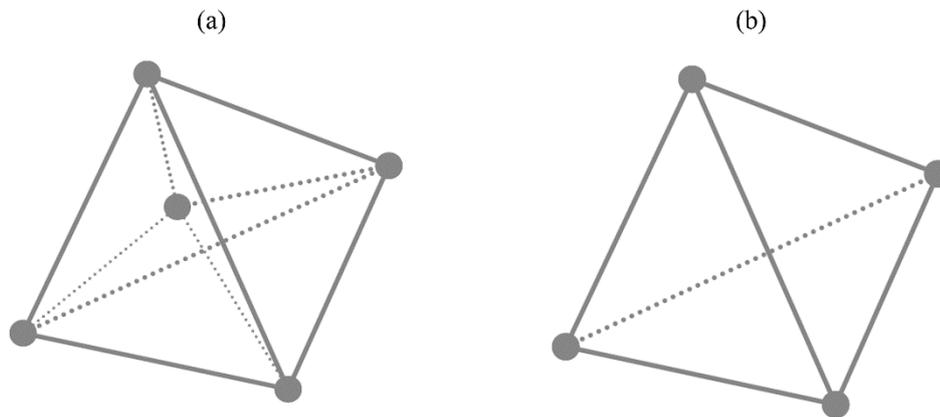


Figure III-5 a) P1+ element b) P1 element (Saby 2013)

En mise en forme, de grandes déformations des pièces peuvent être observées, cela se traduit, en simulation, par des distorsions considérables des éléments du maillage pouvant conduire à la dégénérescence de certains éléments. Ainsi, les calculs peuvent être interrompus avant d'arriver à leur terme ou présenter des résultats entachés d'erreurs (Habraken et Cescotto 1990). Pour pallier ce problème, FORGE® propose un outil de remaillage automatique. Une fois qu'un élément dépasse un certain taux de déformation, le programme régénère un maillage, puis les différents champs calculés sont projetés sur le nouveau maillage. D'autres critères de remaillage peuvent être utilisés (FORGE 2011). Dans les simulations qui sont présentées dans cette étude, le critère de remaillage basé sur la déformation des éléments est utilisé. La taille de maille est fixée en fonction des géométries de la pièce forgée. Par exemple, pour un lopin de hauteur 150 mm et de diamètre 100 mm la taille de maille est fixée à 6 mm.

2.2.1.5 Loi rhéologique du matériau

Plusieurs lois rhéologiques sont proposées dans la littérature pour décrire le comportement des matériaux visco-plastique (Venet *et al.* 2019). Dans ces travaux, la loi de Hansel-Spittel (Hansel et Spittel 1978), directement implémentée dans le logiciel FORGE® NxT 3.0, est utilisée. Cette loi prend en compte les phénomènes d'écrouissage et d'adoucissement. De plus, la loi permet de considérer la dépendance de la contrainte d'écoulement du matériau à la température et à la vitesse de déformation. L'expression de la contrainte d'écoulement est donnée par l'équation (III-11).

$$\sigma_0 = A \cdot e^{m_1 \cdot T} \cdot T^{m_9} \cdot \varepsilon^{m_2} \cdot e^{\frac{m_4}{\varepsilon}} \cdot (1 + \varepsilon)^{m_5 \cdot T} \cdot e^{m_7 \cdot \varepsilon} \cdot \dot{\varepsilon}^{m_3} \cdot \dot{\varepsilon}^{m_8 \cdot T} \quad (III-11)$$

avec T la température, ε la déformation réelle, $\dot{\varepsilon}$ la vitesse de déformation. Le coefficient A et les m_i sont les paramètres du modèle définissant la sensibilité de la contrainte d'écoulement

aux trois variables considérées. Des paramètres associés à différents matériaux pour la loi de Hansel-Spittel sont proposés dans la base de données rhéologique FPDBase. Ces paramètres sont utilisés pour la réalisation des simulations numériques présentées dans cette étude. Il peut être nécessaire de supprimer la dépendance de la contrainte d'écoulement à certaines variables, comme la température ou la vitesse de déformation en simulation. Dans ces cas, les coefficients de la loi de Hansel-Spittel, issus de la base de données FPDBase, sont modifiés.

2.2.2 Détermination de la relation entre l'effort de forgeage et la hauteur du lopin

La relation entre l'effort de forgeage et la hauteur du lopin est obtenue grâce à la simulation de l'opération de refoulement pour chaque incrément de calcul. Pour pouvoir exploiter cette relation avec le modèle BIM, une interpolation linéaire est réalisée entre les points issus de chaque incrément de calcul de la simulation numérique sous FORGE®. Ce procédé est nécessaire car les incréments de calcul de la simulation éléments-finis sont différents des incréments de calcul de la simulation avec le modèle BIM. Cette méthodologie permet d'obtenir les efforts de forgeage pour une hauteur donnée du lopin lors d'une frappe grâce à une fonction notée f_{Inter} .

Il est possible de réaliser une simulation éléments-finis pour calculer l'effort en fonction de la hauteur du lopin pour plusieurs coups successifs. En effet, il suffit de fixer la hauteur h_f à la hauteur finale du lopin au dernier coup, lors de la définition du déplacement de l'outil supérieur (cf. section 2.2.1.1). L'application de la méthodologie présentée précédemment, permet alors d'obtenir une fonction unique f_{Inter} pour tous les coups, associant l'effort de forgeage à la hauteur du lopin. Dans ce cas, il est nécessaire de supprimer la dépendance de la contrainte d'écoulement à la température et à la vitesse de déformation. En effet, cette méthode est utilisée lors de frappes successives où le lopin est refroidi à température ambiante entre chaque coup, la simulation ne doit donc pas considérer l'échauffement du lopin. Concernant la vitesse de déformation, le profil de déplacement en simulation étant parabolique, il ne permet pas de calculer une vitesse de déformation juste.

Par ailleurs, en considérant le calcul de l'effort de forgeage au coup i , la hauteur initiale du lopin étant égale à $h_{0i} < h_0$, cela implique la non-dérivabilité de l'effort de forgeage en h_{0i} (Figure III-6). Cette non-dérivabilité au premier incrément de calcul peut poser des problèmes lors de la résolution des équations du modèle BIM. Ainsi, une hauteur h_{1i} pour le coup i est définie afin de construire une transition sur l'intervalle $[h_{1i}; h_{0i}]$ à l'aide d'un polynôme du second degré P_t . Les coefficients du polynôme sont déterminés en imposant les conditions des équations (III-12)-(III-14).

$$P_t(h_{1i}) = f_{Inter}(h_{1i}) \quad (III-12)$$

$$P_t(h_{0i}) = 0 \quad (III-13)$$

$$P'_t(h_{1i}) = \frac{f_{Inter}(h_{1i} + Pas) - f_{Inter}(h_{1i})}{Pas} \quad (III-14)$$

avec Pas la distance séparant la hauteur du lopin entre chaque incrément de calcul. Cette transition permet d'assurer la continuité et la dérivabilité de la fonction. La Figure III-6 montre le signal d'effort en fonction de la hauteur du lopin issu de la simulation éléments-finis et ce même signal complété par le polynôme de degré deux pour le coup i .

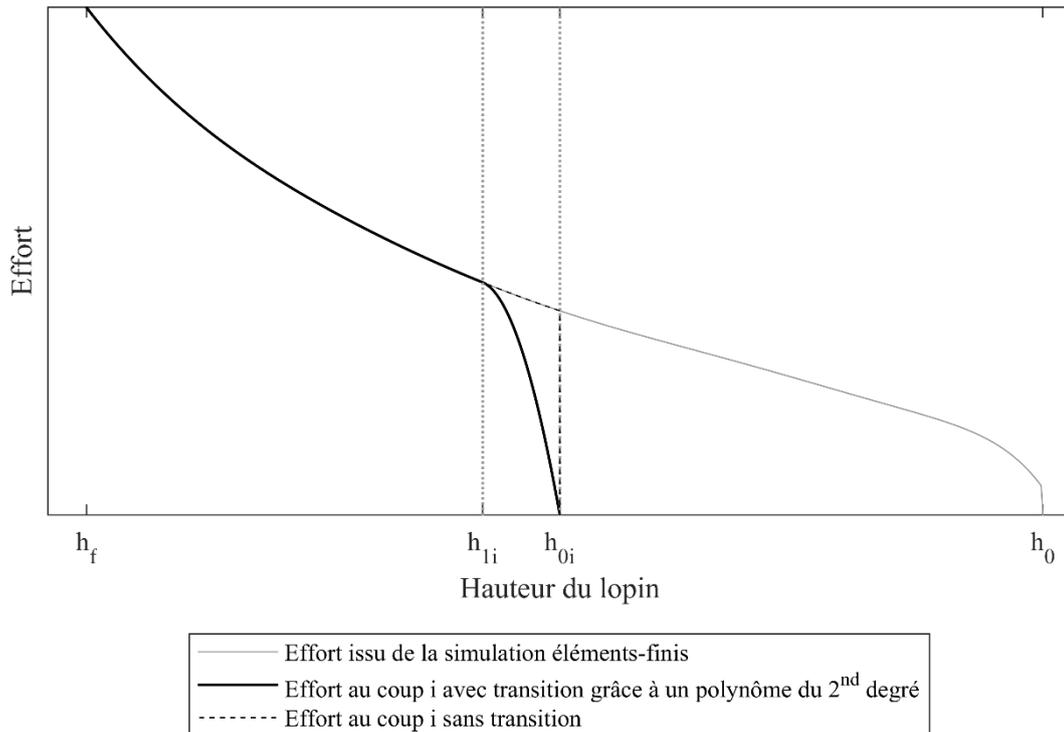


Figure III-6 Effort de forgeage simulé par la méthode des éléments-finis et complété par un polynôme de degré deux

Cette méthodologie permet donc d'exprimer les efforts de forgeage en fonction de la hauteur du lopin grâce à une simulation éléments-finis. Elle présente l'avantage de considérer des aspects négligés par la méthode des tranches et ainsi proposer une représentation plus fidèle des phénomènes ayant lieu durant le forgeage. L'approximation du déplacement de l'outil par une parabole implique une erreur sur l'estimation de la contrainte d'écoulement. Par ailleurs, pour la simulation de frappes multiples, l'impact de la variation de la température et de la vitesse de déformation sur la contrainte d'écoulement doivent être négligés pour la réalisation des simulations. La simulation éléments-finis étant réalisée indépendamment de la simulation avec le modèle BIM, le couplage entre les deux modèles est qualifié de faible. Le modèle BIM exploite les résultats de la simulation éléments-finis comme données d'entrée pour calculer les efforts de forgeage, il n'est alors pas nécessaire de réaliser un couplage à chaque incrément de calcul entre les deux simulations.

2.3 Synthèse

Dans cette partie, deux méthodes ont été proposées pour le calcul des efforts de forgeage en simulation. D'une part, une méthode analytique basée sur la méthode des tranches qui permet des temps de calcul courts et une résolution directe des équations du modèle. D'autre part, une méthode numérique mettant en œuvre un couplage faible entre un modèle éléments-finis et le modèle BIM. Cette deuxième méthode permet de prendre en compte des aspects négligés par la méthode des tranches, comme l'impact du tonnellement ou de la thermique et de la vitesse de déformation sur la contrainte d'écoulement. Cependant, la méthode nécessite la réalisation de deux simulations indépendantes, une première fois avec le modèle éléments-finis puis une seconde avec le modèle BIM, afin de pouvoir simuler une opération de forgeage. Un couplage dit faible est alors mis en place entre les deux modèles.

La prédictivité du modèle BIM a été évaluée sur un nombre limité de cas en chapitre II et les incertitudes importantes sur les variables mesurées ont conduit à des incertitudes élevées sur les prédictions du modèle. Ces raisons ont mené à la mise en place de nouvelles démarches expérimentales qui ont nécessité le développement de protocoles expérimentaux présentés dans la section qui suit.

3. Détermination expérimentale des paramètres opératoires et des grandeurs caractéristiques de forgeage

Cette partie présente les différents outils et protocoles expérimentaux mis en place pour la mesure des paramètres opératoires et des grandeurs caractéristiques de forgeage que sont le déplacement des éléments en mouvement, la vitesse d'impact, le coefficient de frottement et l'effort de forgeage.

3.1 Suivi du déplacement des éléments en mouvement

Lors d'une frappe sur une machine pilotée en énergie, l'acquisition du déplacement des éléments en mouvement peut être utilisée pour obtenir la hauteur courante du lopin durant sa mise en forme. Le déplacement des éléments en mouvement avant le contact avec le lopin peut aussi être exploité pour calculer la vitesse d'impact, ainsi une seule mesure permet d'obtenir deux informations. Dans cette partie, les protocoles de mesure de déplacement développés pour les différents essais sont présentés.

3.1.1 Codeur magnétique incrémental

3.1.1.1 Protocole de mesure

La presse à vis est équipée d'un système de suivi de déplacement IPF Electronic MW991424 pour son coulisseau. Ce système utilise un codeur magnétique incrémental permettant une mesure du déplacement du coulisseau sans contact durant le forgeage. Une bande magnétique avec une alternance donnée de pôles est collée sur un montant de la machine, la tête de lecture est quant à elle fixée sur le coulisseau. Lors de la frappe, le coulisseau entre en mouvement. En scannant les pôles magnétiques de la bande, le capteur génère un signal digital indiquant quel pôle est détecté, ce signal est ensuite converti en déplacement. Une fréquence d'acquisition de 10 kHz est utilisée. L'origine du déplacement est fixée manuellement, lorsque le coulisseau est dans une position de référence l'opérateur peut fixer l'origine à l'aide du tableau de commande de la machine. En fixant la position de référence au point mort bas, il est alors possible de mettre en évidence la phase d'accélération et la frappe (Figure III-7). Le déplacement correspond au déplacement du coulisseau de la machine lors d'une frappe outil contre outil, c'est-à-dire sans lopin. L'origine correspond à la position du coulisseau au point mort bas, c'est-à-dire lorsque les outils sont en contact. Lors de la frappe, l'outil supérieur impacte l'outil inférieur à deux reprises donnant lieu à une perte de contact. Par la suite, le signal correspond à une onde porteuse sur laquelle ondule une onde d'amplitude plus faible et de fréquence plus élevée.

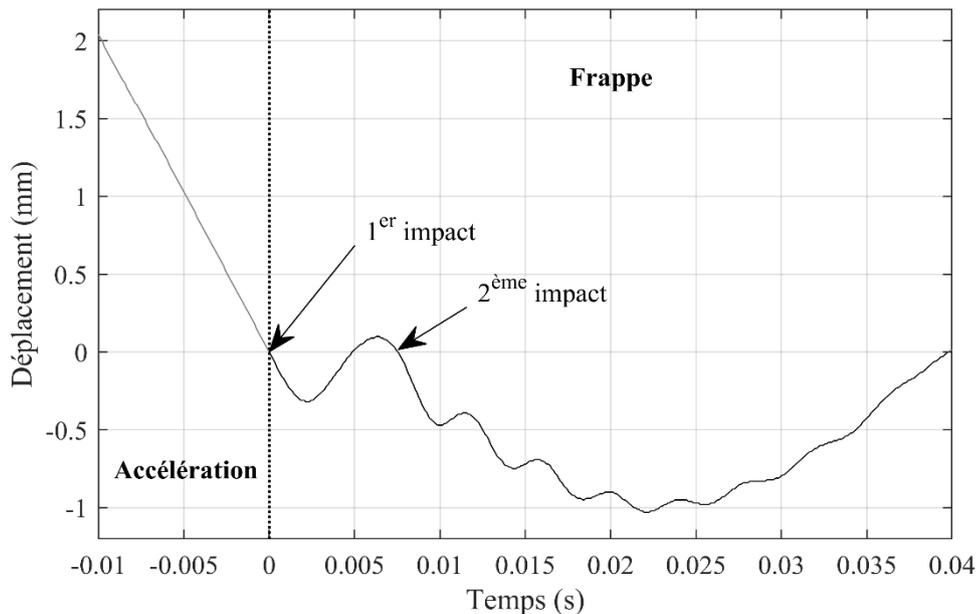


Figure III-7 Signal de déplacement du coulisseau par rapport au contact entre les outils lors d'un frappe outil contre outil

La partie du signal représentant l'accélération permet par la suite la détermination de la vitesse d'impact comme présenté en section 3.2.2.

3.1.1.2 Incertitude de mesure

L'incertitude de mesure sur ce capteur est due à sa résolution. Celle-ci est de $10\ \mu\text{m}$, une incertitude de $\pm 5\ \mu\text{m}$ peut donc être considérée sur la mesure de déplacement. Etant donné les déplacements mesurés de plusieurs millimètres, cette incertitude est négligée par la suite. La règle magnétique utilisée pour la mesure de déplacement n'est pas dans l'axe de la frappe mais déportée sur un des montants de la machine. Par conséquent, le principe d'Abbe n'est pas respecté et un biais peut être introduit sur les mesures effectuées avec le capteur de déplacement. Néanmoins, les mesures réalisées avec le capteur étant relatives à la position de référence définie avant la frappe, cette erreur peut être négligée.

3.1.2 Mesure caméra

La mesure de déplacement par caméra consiste en la prise de vue d'une scène à une fréquence d'échantillonnage donnée. Une fois les images acquises, il est possible, grâce à un post-traitement, de réaliser le suivi de points de référence dans la scène. La caméra est un moyen de mesure externe qui ne perturbe pas le fonctionnement de la machine. Ce type de mesure est privilégiée sur les pilons, du fait des difficultés à instrumenter ces machines avec des capteurs fixés aux masses, à cause des fortes décélérations durant le forgeage. Le protocole de mesure et les méthodes d'estimation des incertitudes sont présentés dans la section suivante, pour les essais réalisés sur le pilon contre-frappe et le pilon simple-effet. Concernant la seconde machine, les données analysées sont issues de travaux menés par une équipe du Lycée Marie Curie. Les données collectées n'ont pas permis de déterminer l'erreur associées à toutes les sources d'incertitude étudiées, car les essais n'étaient pas dédiés à l'application de la méthodologie. Les incertitudes de mesure qui ont pu être évaluées sont présentées dans les sections qui suivent.

3.1.2.1 Protocoles de mesure

On présente la méthode de mesure par caméra rapide dans le cas de la détermination du déplacement des masses en mouvement du pilon contre-frappe. Le temps de forgeage est court ce qui impose l'utilisation d'une caméra rapide. Le montage est le suivant : la caméra rapide (Phantom V2012) est positionnée devant la machine comme présenté en Figure III-8 a). La scène est éclairée par deux projecteurs, la fréquence d'acquisition élevée de 200 000 images/s implique que le temps d'exposition de chaque image est très faible et nécessite une forte luminosité pour que les images soient exploitables. Des motifs sont tracés à la peinture réfléchissante sur les outils afin de fournir une zone de fort contraste permettant la détection de points lors du post-traitement (Figure III-8 b)). Des montages similaires pour des mesures de déplacements sur pilons contre-frappe ont été proposés dans la littérature (Galdos *et al.* 2014 ; Yoneyama *et al.* 2018 ; Chen *et al.* 2019).

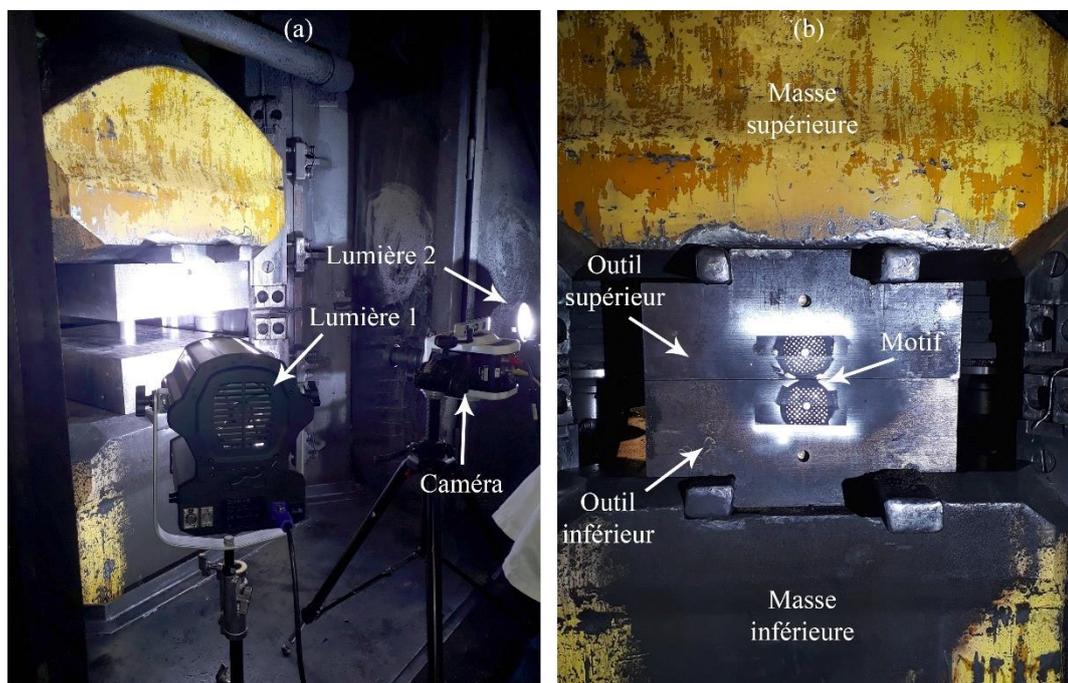


Figure III-8 a) Montage expérimental pour la mesure de déplacement par caméra rapide b) Vue des masses, des outillages et du motif tracé sur les outils du pilon

Afin de réaliser des mesures de déplacements sur les images capturées, il est nécessaire de définir une échelle sur les clichés. Un mètre ruban est plaqué sur la surface des outils dans le champ de la caméra, puis une image est capturée, cette image est utilisée comme étalon lors du post-traitement. Les images sont ensuite traitées avec le logiciel GOM Correlate® qui fournit alors les signaux de déplacement pour des points définis situés sur les motifs tracés sur les masses. Seuls les déplacements relatifs de points des motifs tracés sur les masses sont étudiés. Etant relatifs, ces déplacements ne sont pas sensibles aux mouvements de la caméra qui pourraient être causés par des vibrations du sol et ne nécessite pas de définir une référence fixe dans l'image.

Une fois le signal de déplacement obtenu, il est nécessaire d'extraire la partie du signal correspondant à la phase de déformation du lopin qui sera utilisée pour la modélisation du comportement de la machine. Pour cela, lors de l'essai, le lopin est mesuré avant et après chaque frappe, ainsi l'écrasement du lopin peut être calculé. Le minimum du signal de déplacement

correspond à l'instant où le lopin a subi l'intégralité de la déformation. Donc en partant de ce minimum auquel est ajouté l'écrasement du lopin ΔL et en déterminant le lieu où la courbe de déplacement passe par cette valeur, l'instant du contact entre l'outil et le lopin est obtenu comme illustrée en Figure III-9. De cette manière, il est possible d'extraire du signal de déplacement, la partie durant laquelle les masses sont accélérées et la partie correspondant au forgeage du lopin.

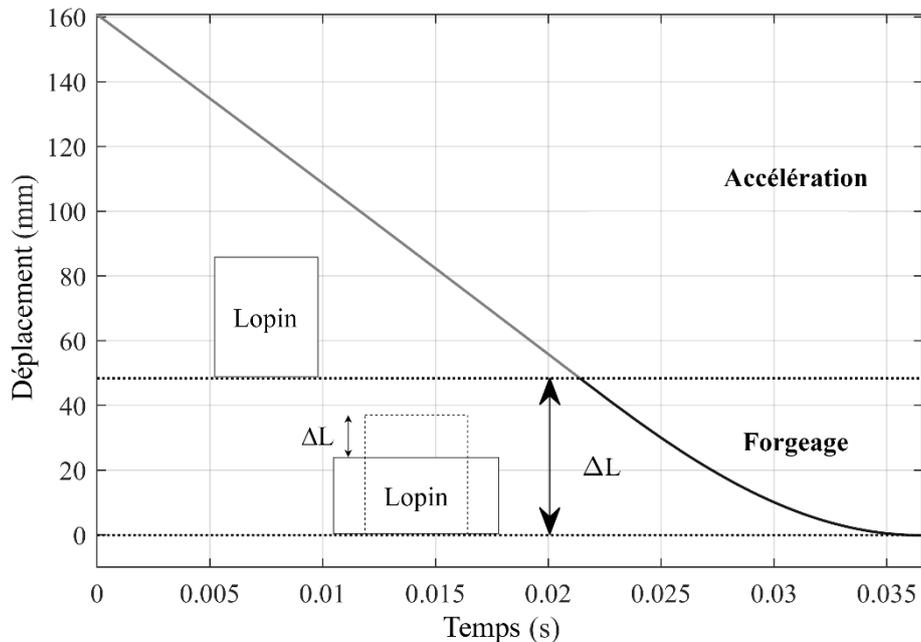


Figure III-9 Déplacement relatif de la masse supérieure par rapport à la masse inférieure lors d'une frappe sur un lopin de cuivre avec le pilon contre-frappe en prenant comme référence de déplacement le point mort bas

3.1.2.2 Erreur due à la calibration

La calibration avec l'image étalon implique une erreur sur l'estimation de l'échelle et donc sur les mesures de distances qui sont réalisées sur toutes les images. Lors de la définition de l'échelle, le nombre de pixels est comptabilisé sur une distance mesurée. Il est alors possible de commettre une erreur dans la sélection des pixels qui délimitent la distance de référence. Par ailleurs, une incertitude de mesure existe aussi sur la distance mesurée. En revenant à la définition de l'échelle $E=d/NbPixel$, avec E l'échelle, d la distance de calibration et $NbPixel$ le nombre de pixels de l'image sur la distance de calibration, l'incertitude différentielle relative de E peut être calculée avec l'équation (III-15).

$$\frac{\Delta E}{E} = \frac{\Delta d}{d} + \frac{\Delta NbPixel}{NbPixel} \quad (III-15)$$

La Figure III-10 présente l'image étalon utilisée pour le calcul de l'échelle lors des mesures réalisées sur le pilon contre-frappe. Les graduations de référence sont comprises sur deux pixels, l'opérateur doit donc réaliser un choix lors de l'étalonnage, ainsi une incertitude de ± 1 px peut être considérée. Cette erreur doit être prise en compte deux fois, pour les deux pixels sélectionnés, soit ± 2 px. Les deux graduations sont séparées par 1276 pixels. La distance entre les deux graduations sélectionnées est de 355 mm. Cette distance est mesurée avec un mètre à ruban dont l'incertitude de mesure est estimée à $\pm 0,3$ mm. Cela signifie alors une incertitude relative de la résolution de $\pm 0,24\%$.

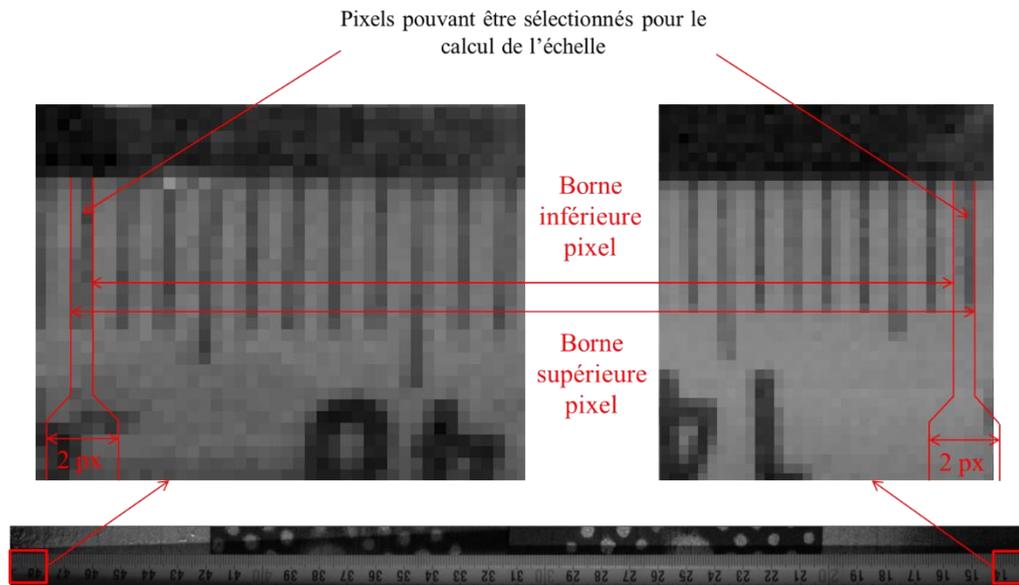


Figure III-10 Image étalon utilisée pour le calcul de l'échelle

3.1.2.3 Erreur due aux aberrations géométriques

Lors de la prise de vue avec une caméra, les images enregistrées peuvent présenter des défauts dus aux aberrations géométriques (Henry 1981). Ces aberrations s'expliquent par le non-respect strict des conditions de Gauss qui imposent pour les rayons lumineux : une inclinaison faible par rapport à l'axe optique du système de mesure et des angles d'incidence faibles sur la lentille. En utilisant la totalité du champ de la caméra, ces conditions ne sont plus respectées aux extrémités de l'image, ces aberrations peuvent donc causer une erreur sur la mesure de distances avec les clichés réalisés.

Afin de quantifier l'impact de ces phénomènes optiques sur la mesure des déplacements, le suivi de distances fixes est réalisé sur les outils supposés se comporter comme des corps rigides, lors d'une frappe. La prise de vue débute à partir de l'instant où les distances suivies apparaissent dans le champ de la caméra, jusqu'à la fin de la déformation du lopin. La frappe avec la course la plus élevée est choisie, c'est-à-dire où l'impact le plus fort des aberrations géométriques peut être observé. Quatre points sont considérés sur l'outil supérieur Sup_i et quatre points sur l'outil inférieur Inf_i . Pour chacune des masses, deux distances sont alors définies puis suivies lors de la frappe à partir de ces huit points, comme présenté en Figure III-11.

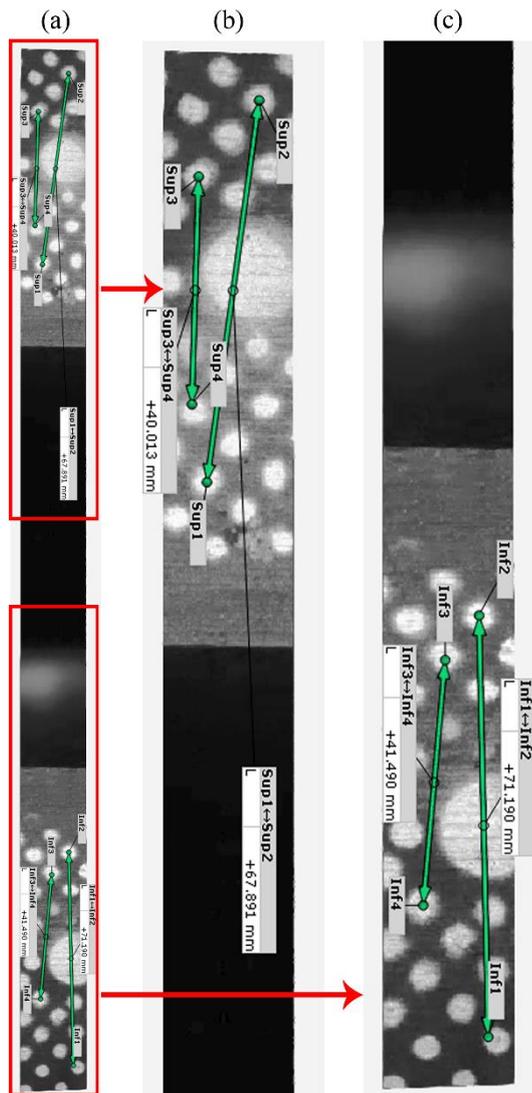


Figure III-11 a) Cliché de la masse supérieure et la masse inférieure avec les distances suivies par corrélation d'images
 b) zoom sur la masse supérieure c) zoom sur la masse inférieure

Les écarts relatifs par rapport à leurs moyennes pour chacune des distances sont alors calculés (Figure III-12). L'écart évolue de la même manière pour les quatre distances étudiées.

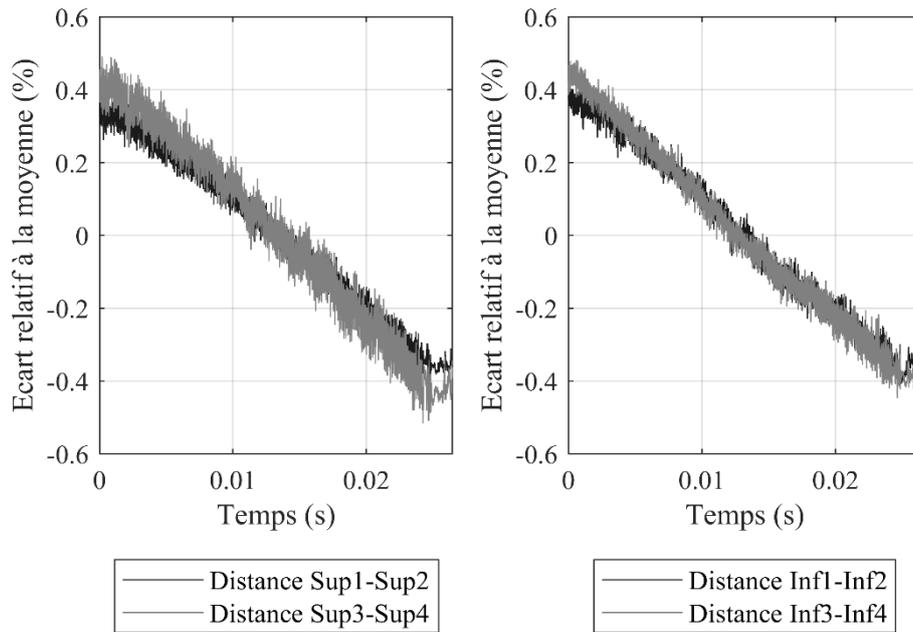


Figure III-12 Ecart relatif par rapport à la moyenne pour les quatre distances étudiées lors d'une même frappe

Les écarts sont répartis de manière homogène autour de l'axe des ordonnées, ils peuvent donc être considérés comme centrés par rapport à zéro. Par ailleurs, les variations sont proches pour les quatre distances étudiées. La variation maximale observée est de $\pm 0,50\%$ pour la longueur définie entre deux points de la masse inférieure (Inf3 et Inf4) censé restée fixe.

On observe une diminution de l'écart jusqu'à un minimum correspondant à l'instant du contact entre l'outil supérieur et le lopin. Après l'impact, les variations de l'écart sont très faibles pour toutes les distances étudiées. Les écarts sont des fonctions décroissantes du temps, cela est dû au fait que les distances mesurées se rapprochent du centre optique des lentilles avec le temps. Le système se rapproche alors des conditions de Gauss, les aberrations sont moins fortes, ce qui modifie la distance mesurée. Une fois l'outil supérieur et le lopin en contact, les déplacements de l'ordre de quelques millimètres sont très faibles devant la course totale des masses d'une dizaine de centimètres sur l'intervalle de temps étudié. Ainsi, les distances observées se rapprochent peu du centre optique du système, l'influence des aberrations est donc négligeable. L'écart relatif reste donc stable après le contact entre le lopin et l'outil supérieur.

L'impact des phénomènes d'aberration géométrique lors de la prise de vue a été mis en évidence. Ces aberrations impliquent une erreur relative sur la mesure des distances comprise entre $\pm 0,39\%$ et $\pm 0,50\%$. Par la suite, l'erreur relative maximale observée de $\pm 0,50\%$ est considérée pour quantifier l'incertitude de mesure due aux aberrations géométriques. Considérer l'impact des aberrations optiques à travers une incertitude est un choix. Une correction linéaire du déplacement mesuré aurait aussi pu être mise en place en affinant le protocole de mesure.

3.2 Détermination d'une vitesse d'impact à partir d'un signal de déplacement

La vitesse d'impact est la vitesse de l'outil à l'instant où il entre en contact avec le lopin. Dans cette étude, cette vitesse est calculée à partir du signal de déplacement de la ou les masses en mouvement.

3.2.1 Calcul de la vitesse d'impact par dérivation du signal de déplacement

3.2.1.1 Protocole de mesure

Dans ces travaux, la campagne d'essais sur le pilon simple-effet est la première exploitée pour la modélisation du comportement des machines de forgeage. Les essais n'ont pas été dédiés aux travaux de thèse, ce qui a conduit à un choix de moyens de mesures adaptés aux objectifs de la campagne mais moins performants que ceux présentés précédemment. Toutefois, ces moyens sont suffisants pour estimer une vitesse d'impact.

Sur cette machine, une seule masse est en mouvement, seul son déplacement par rapport à la table de la machine est suivi. La mesure du déplacement est uniquement utilisée pour la détermination de la vitesse d'impact de la masse, ainsi la fréquence d'acquisition peut être plus faible que pour le pilon contre-frappe. Un appareil grand public Panasonic Lumix FZ200 avec une fréquence d'acquisition de 25 images par seconde et une résolution de 1080x720 pixels est utilisé pour la prise de vue. Une fréquence d'acquisition de 25 images par seconde permet d'obtenir un signal non bruité et de calculer les vitesses d'impact à partir de la dérivée du déplacement. L'échelle des images est définie grâce à deux cibles séparées d'une distance de 1,2 m situées sur la masse tombante du pilon (Figure III-13). Les scènes sont ensuite dépouillées avec le logiciel Avimeca 3. L'instant de l'impact entre l'outil supérieur et le lopin est estimé à partir du calcul de la vitesse.



Figure III-13 Masse tombante du pilon simple-effet avec les cibles utilisées pour l'étalonnage

La Figure III-14 présente le signal de déplacement de la masse obtenu et la vitesse calculée par dérivation numérique du déplacement pour une frappe sur un lopin. La position de la masse tombante à $t=0$ correspond au point mort haut de la masse. Pour le déplacement, une décroissance jusqu'à -1,8 m est constatée, puis une stabilisation avant la remontée de la masse. La vitesse diminue jusqu'à un minimum indiquant la zone où a lieu l'impact avec le lopin. Puis,

la vitesse change brutalement de signe après le forgeage pour devenir positive pendant le rebond. La vitesse se stabilise ensuite lors de la remontée de la masse.

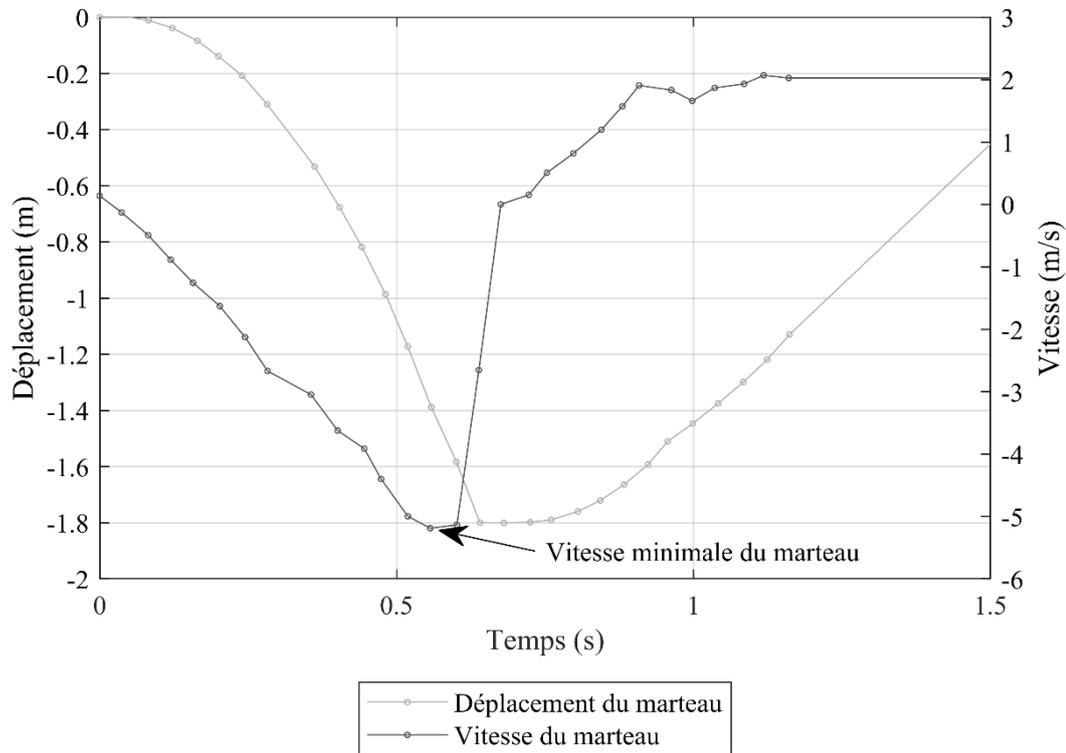


Figure III-14 Déplacement et vitesse du coulisseau lors d'une frappe mesurée par caméra sur le pilon simple-effet Montbard LG1000

Du fait de la fréquence d'acquisition utilisée pour la prise de vue, une incertitude existe sur la détection de l'instant du contact entre la masse supérieure et le lopin. En effet, ce contact peut être situé entre l'instant où est mesurée la vitesse minimale de la masse et le point suivant. Entre ces deux points, la masse peut continuer d'accélérer sans qu'il ne soit possible de le détecter avec la caméra.

3.2.1.2 Erreur due à la détection du point d'impact

La masse tombante du pilon est en chute libre, son accélération est donc égale à $9,8 \text{ m/s}^2$. La période d'acquisition du signal est de $1/25 \text{ s}$, cela signifie que la masse peut accélérer au maximum de 392 mm/s entre la prise de deux images (Figure III-15). Un intervalle d'incertitude peut ainsi être fourni pour la vitesse d'impact. La borne supérieure est la vitesse minimale du signal de déplacement et la borne inférieure correspond à cette même valeur de vitesse à laquelle est soustraite 392 mm/s . En considérant la valeur centrale de cet intervalle, l'incertitude de mesure sur la valeur de la vitesse d'impact est donc de $\pm 196 \text{ mm/s}$.

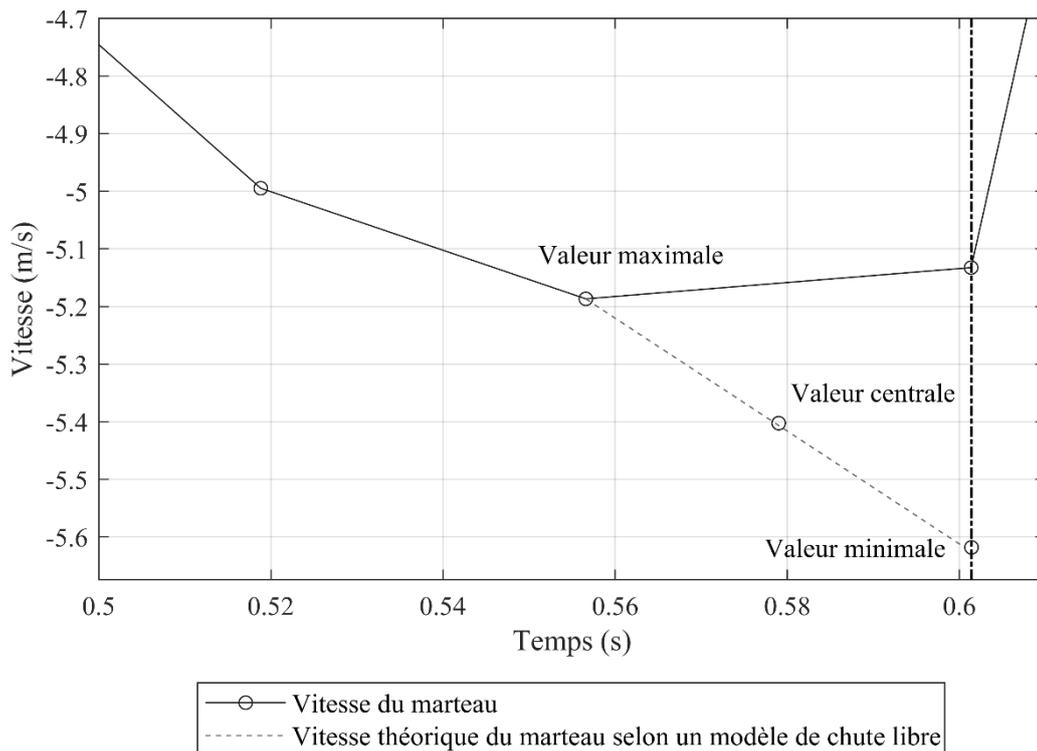


Figure III-15 Vitesse de la masse tombante au cours du temps autour de l'instant de l'impact avec le lopin et vitesse théorique de la masse selon un modèle de chute libre

La méthode présentée ci-dessus permet donc d'exprimer la vitesse d'impact du coulisseau avec son intervalle d'incertitude, uniquement à partir d'une mesure de déplacement. Sur l'exemple présenté, l'incertitude relative sur le calcul de la vitesse est égale à $\pm 3,6\%$. Cette incertitude est relativement importante et est due à la fréquence d'acquisition trop faible, ce qui justifie l'utilisation de fréquences plus élevées. Néanmoins, une faible fréquence d'acquisition lisse naturellement le signal de déplacement, entraînant moins de bruit de mesure et la possibilité de déterminer la vitesse d'impact par dérivation.

3.2.2 Calcul de la vitesse d'impact par une modélisation physique de la phase d'accélération

3.2.2.1 Protocole de mesure

L'augmentation de la fréquence d'acquisition est nécessaire pour limiter l'erreur sur la détection de l'instant de l'impact entre outil et lopin (cf. section 3.2.1.2), ce qui justifie l'usage d'une caméra rapide. Cependant, l'erreur sur le calcul de la vitesse à partir de la dérivation numérique du signal de déplacement est inversement proportionnelle à la période d'acquisition du signal (Chen *et al.* 2019). La Figure III-16 montre le déplacement relatif des masses du pilon contre-frappe et la vitesse relative issue de la dérivation du signal de déplacement lors d'une frappe. La fréquence d'acquisition de la caméra est de 200 000 Hz. Sur les 50 mm avant l'impact avec le lopin, la vitesse relative varie entre -10 290 mm/s et -763 mm/s. Cette variation est très importante et s'explique par la période d'acquisition très faible, qui implique une incertitude de mesure élevée une fois le signal de déplacement dérivé. Des phénomènes similaires peuvent être observés sur la presse à vis dont la période d'échantillonnage du signal de déplacement est de 10 000 Hz. Pour cette raison, une autre méthodologie est proposée pour le calcul de la vitesse dans ces deux cas.

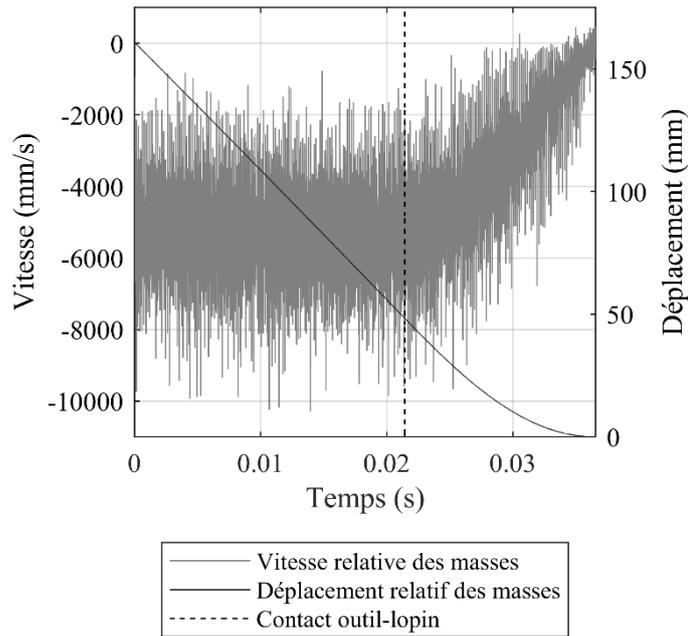


Figure III-16 Déplacement relatif des masses lors d'une frappe sur pilon contre-frappe et vitesse issue de la dérivation du signal de déplacement

Lors de l'accélération de la ou des masses, il est possible d'assister à deux cas de figure : la masse est en chute libre, donc soumise uniquement à son poids, ou bien la masse est accélérée par une force extérieure supposée constante, comme une pression hydraulique ou pneumatique. Quelle que soit la configuration, la situation peut être schématisée telle qu'en Figure III-17. Dans le cas du pilon contre-frappe, les deux masses sont en mouvement. En se plaçant dans le référentiel de la masse inférieure et en travaillant sur le déplacement de la masse supérieure, la situation revient à celle présentée en Figure III-17, avec P le poids de la masse m , A l'effort extérieur accélérant la masse, F la résultante des forces sur la masse m et X le déplacement de la masse m .

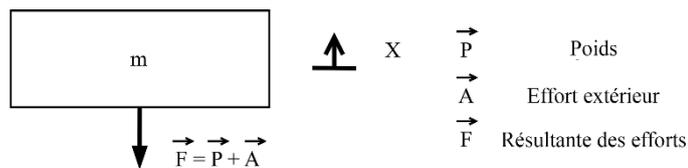


Figure III-17 Modèle mécanique de la masse tombante d'une machine pilotée en énergie durant l'accélération

Le poids et l'effort extérieur sont constants durant l'accélération, F est donc constant. L'application du principe fondamental de la dynamique à la masse m et une double intégration de l'équation conduit à la relation (III-16) :

$$X(t) = -\frac{F}{m} \cdot t^2 + C_1 \cdot t + C_2 \quad (III-16)$$

avec C_1 et C_2 les deux constantes d'intégration. Avant l'impact avec le lopin, la masse décrit donc une trajectoire parabolique. La détermination de la vitesse d'impact se déroule alors de la manière suivante :

- On extrait du signal de déplacement de la masse tombante, la partie précédant le contact avec le lopin.

- Une régression quadratique est réalisée par minimisation de la somme des moindres carrés sur cette partie du signal, ce qui fournit les coefficients d'un polynôme de degré 2.
- Le polynôme est dérivé analytiquement, puis il est évalué à l'instant où la masse entre en contact avec le lopin afin d'obtenir la vitesse à l'impact.

En s'appuyant sur la physique du problème, la vitesse d'impact peut être déterminée en s'affranchissant du bruit de mesure sur le déplacement. Néanmoins, lors de la modélisation, toute autre action que le poids et la force d'accélération est négligée. Il est donc nécessaire d'évaluer la capacité du modèle à prédire l'accélération de la masse avant l'impact pour s'assurer de la pertinence de la méthode et de la validité des hypothèses.

3.2.2.2 Analyse de résidus

La validité du modèle est évaluée grâce à une analyse de résidus entre le déplacement calculé par le modèle et le déplacement mesuré expérimentalement. Les résultats obtenus pour la mesure du déplacement lors d'une frappe avec le pilon contre-frappe sont présentés dans cette partie. La méthode présentée en 3.2.2.1 est appliquée trois fois pour trois durées d'identification correspondant aux 10, 15 et 20 millisecondes avant le contact avec le lopin. Dans chaque cas, le déplacement théorique est calculé à partir du polynôme de degrés deux identifié et les écarts entre les valeurs calculées et les valeurs expérimentales sont représentés graphiquement (Figure III-18). L'instant où la masse supérieure entre en contact avec le lopin est fixé à $t=0$.

L'écart atteint la même valeur maximale absolue de 0,04 mm pour les trois durées d'identification et est centré sur zéro. L'écart maximal est très inférieur aux déplacements totaux de 51 mm, 76 mm et 101 mm respectivement associés aux échantillons de 10 ms, 15 ms et 20 ms. Les vitesses de 5070 mm/s, 5071 mm/s et 5072 mm/s sont obtenues pour les échantillons de 10, 15 et 20 millisecondes. La répétition d'un même motif périodique peut être notée sur chacune des courbes.

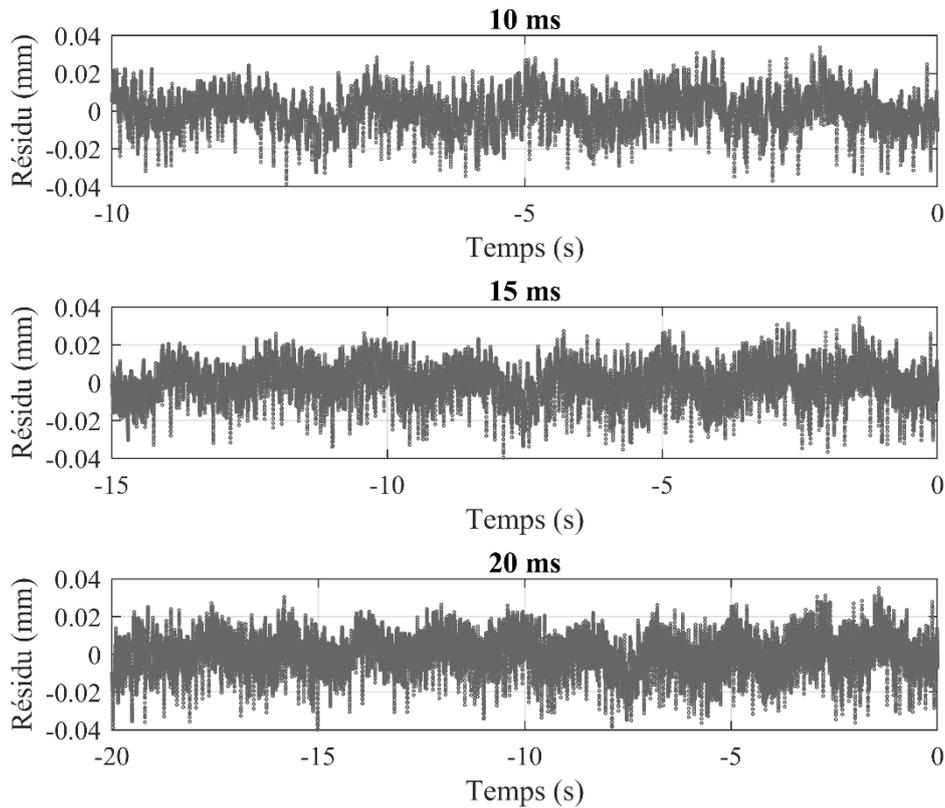


Figure III-18 Ecart entre le déplacement théorique et expérimental pour trois échantillons de temps

Aucune dérive systématique ne peut être détectée sur le résidu, ce qui semble montrer que le polynôme permet de représenter le déplacement relatif des masses durant l'accélération. Par ailleurs, le calcul de la vitesse est peu sensible au temps d'échantillonnage pour les durées d'identification étudiées : en le doublant une variation de 0,04% de la vitesse à l'impact peut être observée. Cette erreur peut alors être négligée et le modèle considéré adéquat pour déterminer la vitesse à l'impact.

3.2.2.3 Erreur due à l'incertitude sur le signal de déplacement

Pour déterminer l'influence de l'erreur de mesure du déplacement sur la vitesse d'impact, il est nécessaire de revenir à la méthode de calcul des coefficients du polynôme de degré 2.

Lors de la régression polynomiale d'ordre 2, l'objectif est d'obtenir le vecteur de paramètres du polynôme qui minimise la somme des moindres carrés entre les mesures expérimentales de déplacement $\overline{Y_{Exp}}$ et les valeurs calculées par le polynôme Y_{Calc} tel que dans l'équation (III-17).

$$Y_{Calc} = X \cdot a = \begin{bmatrix} t_1^2 & t_1 & 1 \\ \dots & \dots & \dots \\ t_n^2 & t_n & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \quad (III-17)$$

avec X la matrice de régression, a le vecteur des paramètres du polynôme, t_i les instants où le déplacement a été mesuré et n le nombre de points expérimentaux. La relation étant linéaire par rapport aux paramètres, il est possible d'exprimer analytiquement le vecteur a_{min} qui minimise la somme des moindres carrés, son expression est donnée dans l'équation matricielle (III-18).

$$a_{min} = (X^t \cdot X)^{-1} (X^t \cdot \overline{Y_{Exp}}) \quad (III-18)$$

Les $a_{i\ min}$ sont les éléments du vecteur a_{min} . Soit α l'incertitude relative sur le déplacement mesuré $\overline{Y_{Exp}}$. L'intervalle d'incertitude sur les paramètres du polynôme peut être calculé en fonction de α avec l'équation (III-19).

$$a_{min}(\alpha) = (X^t \cdot X)^{-1} (X^t \cdot (1 \pm \alpha) \cdot \overline{Y_{Exp}}) = (1 \pm \alpha) \cdot a_{min}(0) \quad (III-19)$$

On exprime la vitesse à l'impact en dérivant le polynôme et en l'évaluant à l'instant du contact avec le lopin. Connaissant l'intervalle d'incertitude sur les paramètres du polynôme, il est possible d'exprimer l'intervalle d'incertitude sur la vitesse d'impact en fonction de l'incertitude relative sur la mesure du déplacement comme le montre l'équation (III-20).

$$v_{Impact} = (1 \pm \alpha) \cdot (2 \cdot a_{1min}(0) \cdot t_{Impact} + a_{2min}(0)) \quad (III-20)$$

Avec v_{Impact} la vitesse à l'impact et t_{Impact} l'instant où la masse entre en contact avec le lopin. L'incertitude de mesure sur le déplacement se répercute donc directement sur l'incertitude de mesure de la vitesse d'impact.

3.2.2.4 Incertitude due à la mesure de l'écrasement du lopin

Sur le signal de déplacement, la phase d'accélération est identifiée grâce à la mesure de l'écrasement du lopin notée E pour les essais réalisés sur le pilon contre-frappe. Cette mesure est réalisée avec un pied à coulisse d'étendue de mesure de 300 mm dont l'incertitude de mesure est de $\pm 0,03$ mm. La répétabilité de la mesure n'a pas été évaluée durant l'essai. Néanmoins, pour un pied à coulisse de caractéristiques similaires, l'incertitude due à la répétabilité de la mesure est estimée à $\pm 0,024$ mm (Saretta *et al.* 2018). Une incertitude de $\pm 0,054$ mm est considérée pour la mesure avec le pied à coulisse. Le calcul de l'écrasement est réalisé à partir de deux mesures de la hauteur du lopin : avant et après la frappe. L'incertitude est donc doublée pour l'écrasement noté ΔE égale à $\pm 0,108$ mm.

On évalue la vitesse d'impact lors de neuf frappes successives sur un même lopin, selon la méthode présentée en section 3.2.2.1 en considérant les 15 ms avant l'impact. Pour chaque coup i , la vitesse est calculée trois fois en identifiant les coefficients de trois polynômes : une fois pour la valeur centrale de l'écrasement $v_i(E)$ et deux fois pour les deux bornes de son intervalle d'incertitude, $v_i(E + \Delta E)$ et $v_i(E - \Delta E)$. Les écarts relatifs entre la valeur centrale de la vitesse et les vitesses obtenues pour chacune des bornes, sont calculés pour tous les coups et sont représentés en Figure III-19. Quel que soit le coup, l'écart est très faible, inférieur à 0,015%. Aucune relation entre l'écart relatif et le nombre de coup ne peut être mise en évidence.

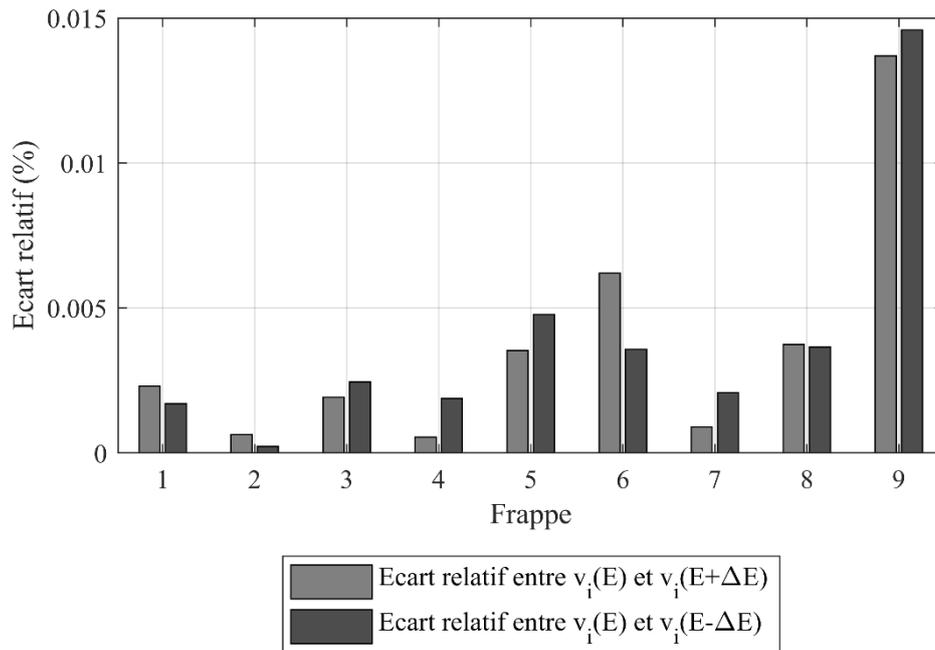


Figure III-19 Ecart relatif entre $v_i(E)$ et $v_i(E+\Delta E)$ et écart relatif entre $v_i(E)$ et $v_i(E-\Delta E)$

En conclusion, décaler le point d'impact de 0,108 mm n'a que peu d'influence sur les coefficients identifiés pour le polynôme de degré deux car ses coefficients sont obtenus par identification sur les 15 ms avant l'impact. Etant donné l'incertitude considérée pour la mesure de l'écrasement, l'incertitude sur l'instant du contact entre l'outil et le lopin n'a qu'une faible influence sur l'identification des coefficients du polynôme. L'incertitude sur la vitesse calculée est alors faible. L'analyse de résidus et l'étude de l'influence de l'incertitude sur l'écrasement du lopin ont permis de montrer la robustesse de la méthode pour la détermination de la vitesse d'impact.

Pour la presse à vis, l'incertitude sur la détermination de l'instant du contact entre l'outil supérieur et le lopin est due à l'incertitude sur la mesure du déplacement du coulisseau. L'incertitude de mesure sur le déplacement du coulisseau est estimée à $\pm 5 \mu\text{m}$ (cf. section 3.1.1.2). Cette incertitude est 20 fois inférieure à celle déterminée pour le pilon contre-frappe. L'incertitude sur la mesure du déplacement du coulisseau n'influence donc pas la détermination de l'instant du contact entre l'outil supérieur et le lopin ainsi que le calcul de la vitesse d'impact.

3.3 Identification des phénomènes de frottement

En forgeage, les phénomènes de friction sont majoritairement dus au contact entre les outils et le lopin. Il existe aussi des phénomènes de friction entre les éléments en mouvement et le bâti de la machine mais ils seront négligés dans cette étude. Il est possible de modéliser ces frottements de différentes manières, comme ce sera présenté en section 2. Plusieurs méthodologies existent pour identifier les paramètres associés aux modèles de frottement. Dans cette étude, deux méthodes sont utilisées, une première nécessitant la mise en œuvre d'un essai normalisé appelé test de l'anneau et une seconde permettant l'identification des paramètres directement durant un essai de compression. Dans cette partie c'est toujours le coefficient de frottement de Tresca qui est identifié.

3.3.1 Test de l'anneau

Le test de l’anneau consiste en la compression entre deux tas plans d’échantillons en forme d’anneau. Le diamètre intérieur et la hauteur des anneaux sont mesurés avant et après la compression, il est alors possible grâce à des abaques ou à une étude en simulation numérique de déterminer le coefficient de frottement associé aux conditions opératoires. L’utilisation de cette méthode est courante dans la littérature pour l’identification des conditions de frottement lors d’opérations de forgeage (Rao et Sivaram 1993 ; Rudkins *et al.* 1996). Les échantillons en forme d’anneau sont privilégiés du fait de la sensibilité de leur diamètre intérieur aux conditions de frottement lors de la compression (Szeliga *et al.* 2006).

On souhaite réaliser des essais de compression à chaud sur des cylindres en acier et en aluminium dans le cadre de l’application de la méthode présentée en chapitre II sur le pilon simple-effet. Le coefficient de frottement est identifié à partir d’un test de l’anneau pour les deux nuances. Ainsi, 2 anneaux en acier (Essais 1 et 2) et trois en aluminium (Essais 3, 4 et 5) ont été usinés au diamètre extérieur de 120 mm, diamètre intérieur de 60 mm et hauteur de 20 mm. Cette géométrie est choisie pour respecter le rapport 6:3:1 préconisée par le CETIM (CETIM 1989) et obtenir un taux de compression raisonnable sur le pilon. Les pièces en acier ont été chauffées à 1120 °C et celles en aluminium à 380 °C, ces valeurs sont obtenues grâce à des lopins témoins instrumentés et placés dans le four. Avant le forgeage, les outils sont lubrifiés avec de l’huile graphitée. Pour les essais 1 et 3, une frappe est réalisée et les anneaux sont mesurés. Concernant les essais 2, 4 et 5, deux frappes successives sont effectuées avant de mesurer les pièces. Les valeurs sont ensuite reportées sur un abaque (CETIM 1989) reliant la variation de la hauteur et la variation du diamètre intérieur au coefficient de frottement de Tresca. Les coefficients de frottement obtenus pour les différents essais sont présentés dans le Tableau III-2.

Le coefficient de frottement n’est pas constant durant la compression d’un cylindre, il augmente avec la déformation de la billette (Li *et al.* 2009). Cela peut expliquer les valeurs différentes entre les essais 1 et 2. Le coefficient de frottement augmente avec la déformation, cette augmentation est d’autant plus marquée que la température est élevée. Les anneaux en aluminium étant forgés à une température plus faible que l’acier, il est possible que la déformation ne soit pas assez élevée entre le premier et deuxième coup pour montrer une augmentation significative du coefficient de frottement. La diminution du coefficient entre le premier et le deuxième coup peut être attribuée à une erreur de mesure sur les géométries mesurées.

Tableau III-2 Coefficients de frottement estimés selon les échantillons

Essai	Matière	Nombre de coups	Coefficient de frottement
1	Acier	1	0,24
2	Acier	2	0,40
3	Aluminium	1	0,12
4	Aluminium	2	0,11
5	Aluminium	2	0,11

En première hypothèse, des coefficients de frottement constants sont considérés pour décrire les conditions de frottement pour l’acier et l’aluminium. Dans le cas de l’acier, le coefficient est approximé par la moyenne des coefficients estimés pour les essais 1 et 2, ce qui fournit une valeur de 0,32. La même démarche est réalisée pour l’aluminium à partir des essais 3, 4 et 5, le coefficient de frottement retenu est alors égal à 0,12. Une incertitude de $\pm 0,08$ est

associée à la valeur du coefficient de frottement estimé pour l'acier. Cette incertitude permettra d'évaluer l'impact de l'approximation sur les prédictions du modèle d'écrasement. Etant donné la faible variabilité du coefficient de frottement pour l'aluminium, son incertitude est négligée. Pour prendre en compte la variation du coefficient pour l'aluminium, la même démarche que pour l'acier pourrait être appliquée.

3.3.2 Identification du coefficient de frottement durant un test de compression

Le test de l'anneau est une méthode éprouvée permettant l'identification des conditions de frottement. Cependant, elle nécessite la mise en place d'un essai dédié, avec des échantillons spécifiques. Dans les cas où il n'est pas possible de mettre en place un test de l'anneau, l'estimation du coefficient de frottement peut être réalisée, sous certaines hypothèses, lors de la compression d'un lopin cylindrique. La littérature (Ebrahimi et Najafizadeh 2004) montre qu'il est possible d'exprimer le coefficient de frottement de Tresca \bar{m} , tel que dans l'équation (III-21).

$$\bar{m} = \frac{b \cdot \frac{R}{H}}{\frac{4}{\sqrt{3}} - \frac{2 \cdot b}{3 \cdot \sqrt{3}}} \quad (\text{III-21})$$

avec b le coefficient de tonnellement, H la hauteur du lopin et R le rayon théorique du lopin, calculé en supposant la conservation de la forme cylindrique du lopin lors de la déformation. Du fait des phénomènes de friction qui ont lieu entre les outils et la matière lors de la compression, le lopin ne conserve pas sa géométrie cylindrique, mais prend une forme de tonneau, comme présenté en Figure III-20. Le coefficient de tonnellement quantifie l'importance du bombé et se calcule grâce à l'équation (III-22).

$$b = 4 \cdot \frac{R_M - R_T}{R} \frac{H}{H_0 - H} \quad (\text{III-22})$$

avec R_M le rayon maximal, R_T le rayon de la section en contact avec les outils et H_0 la hauteur initiale du lopin.

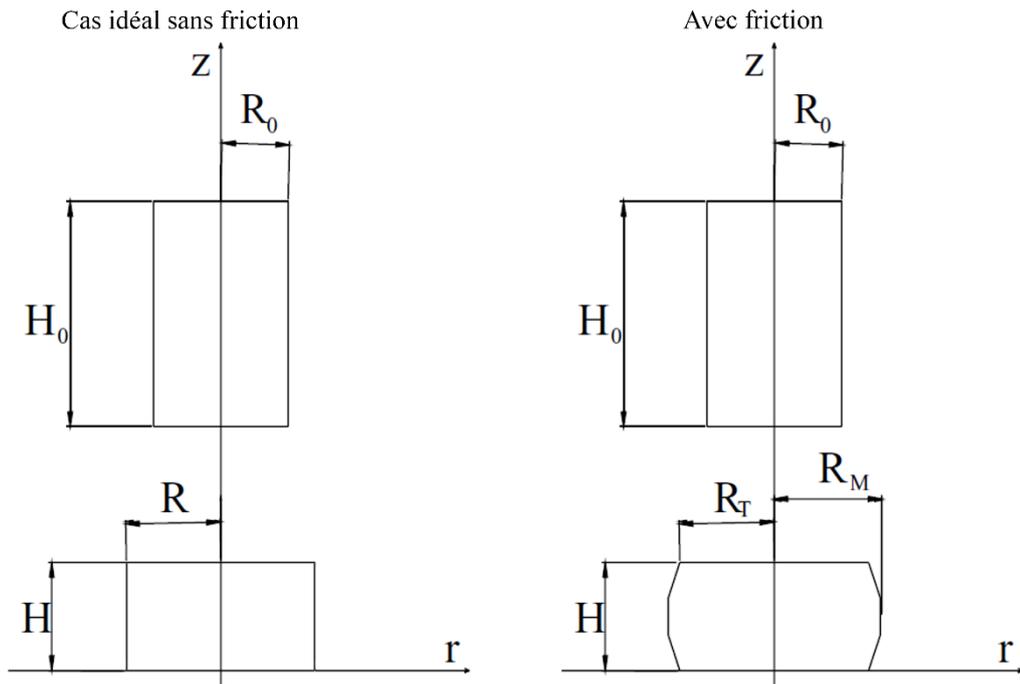


Figure III-20 Représentation d'un test de compression avec et sans friction (Ebrahimi et Najafizadeh 2004)

Plusieurs études montrent que le profil du tonnellement peut être approximé par un arc de cercle (Kulkarni et Kalpakjian 1969 ; Narayanasamy *et al.* 1988 ; Lee *et al.* 2002). A partir de cette hypothèse, il est possible d'exprimer R_T tel que dans l'équation (III-23).

$$R_T = \sqrt{3 \cdot \frac{H_0}{H} \cdot R_0^2 - 2 \cdot R_M^2} \quad (\text{III-23})$$

Une mesure juste du rayon R_T n'est pas aisée à réaliser expérimentalement, elle devient impossible à effectuer lorsqu'il est question de mesurer ce rayon lors de frappes successives sur un même lopin. Le rayon R_T est donc calculé grâce à l'équation (III-23) par la suite.

Cette méthode d'identification de frottement est utilisée dans le cas de frappes sur deux cylindres en cuivre à froid, avec le pilon contre-frappe pour montrer que les conditions de frottement sont faibles. Après une première frappe, la hauteur et le diamètre maximal des deux lopins sont mesurés avec un pied à coulisse numérique dont l'incertitude de mesure est de $\pm 0,054$ mm (cf. section 3.2.2.4). Puis, les relations (III-21)-(III-23) sont utilisées pour calculer les coefficients de frottement (Tableau III-3). Les valeurs centrales du coefficient de frottement pour le lopin 1 et le lopin 2 présentent un écart de 43%.

Tableau III-3 Hauteurs, diamètres maximaux et coefficients de frottement calculés pour les deux lopins après un premier coup

Lopin	Hauteur (mm)	Diamètre maximal (mm)	Coefficient de frottement
1	101,6 $\pm 0,054$	121,9 $\pm 0,054$	0,024 $\pm 0,005$
2	105,9 $\pm 0,054$	119,6 $\pm 0,054$	0,037 $\pm 0,005$

Les deux coefficients de frottement identifiés sont très faibles. En effet, ces valeurs sont inférieures aux valeurs présentées dans la littérature pour le forgeage à froid du cuivre, où le coefficient de frottement varie entre 0,05 et 0,15 (Altan *et al.* 2005). L'écart entre les deux

coefficients de frottement identifiés, semble relativement important, cependant étant donné la faible valeur des deux coefficients, cette variation n'a que peu d'impact sur le procédé de forgeage. La moyenne de ces deux valeurs est retenue pour la réalisation des simulations en chapitre IV et l'écart sera traité comme une incertitude.

3.3.3 Synthèse

Le Tableau III-4 récapitule pour les différentes nuances et conditions expérimentales étudiées les coefficients de frottement retenus.

Tableau III-4 Coefficients de frottement associés à différentes nuances et conditions expérimentales

Matière	Température (°C)	Conditions de lubrification	Coefficient de frottement
Acier	1120	Huile graffitée	0,32
Aluminium	380	Huile graffitée	0,12
Cuivre	Température ambiante	Huile graffitée	0,031

Les méthodes expérimentales présentées permettent d'estimer le coefficient de frottement de Tresca. Ce coefficient est utilisé pour exprimer la contrainte de cisaillement issue des efforts de friction entre le lopin et les outils, comme défini dans l'équation (III-24).

$$\tau = \bar{m} \cdot \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}} \quad (III-24)$$

avec τ la contrainte de cisaillement, \bar{m} le coefficient de frottement de Tresca et σ_0 la contrainte d'écoulement du matériau du lopin. Cependant, la méthode des tranches et le modèle de Coulomb limité Tresca présentés précédemment (cf. section 2) font intervenir le coefficient de Coulomb. Il peut donc être nécessaire d'identifier ce coefficient pour calculer les efforts de forgeage. La relation entre μ et \bar{m} a été étudiée (CETIM 1989 ; Zhang et Ou 2016), pour des frottements faibles dans le cas de la mise en forme à froid de lopins lubrifiés, il est possible de relier les deux coefficients tel que : $\mu = \bar{m}/\sqrt{3}$. Cette relation est utilisée par la suite pour l'identification du coefficient de Coulomb à partir du coefficient de Tresca.

3.4 Mesure de l'effort lors du forgeage

On présente, dans cette section, les solutions d'instrumentations retenues pour l'enregistrement de l'effort, lors du forgeage sur presse à vis et pilon simple-effet.

3.4.1 Instrumentation d'une presse à vis

3.4.1.1 Description des capteurs d'effort

Les jauges de déformation sont des dispositifs permettant, indirectement, la mesure d'effort. Les jauges se comportent comme des conducteurs électriques de résistivité variable. Cette résistivité est proportionnelle à la déformation subie par la jauge et induite par l'effort appliqué. Une tension continue est imposée à la jauge, qui retourne une tension dépendante de sa résistivité, permettant le calcul de l'effort. En pratique, plusieurs jauges sont utilisées pour obtenir un pont de Wheatstone, qui a pour effet d'atténuer les bruits parasites ainsi que l'influence de la température sur la résistivité des jauges.

Cette technologie est utilisée pour instrumenter la presse à vis. Un extensomètre HBM SLB700A, constitué de jauges de déformation, est fixé sur la traverse supérieure de la presse (Figure III-21). Les sollicitations mécaniques, qui ont lieu durant le procédé de forgeage, entraînent des déformations élastiques de la traverse et de l'extensomètre fixé à cette dernière. Lors des frappes, le capteur délivre alors un signal d'effort au cours du temps avec une incertitude de mesure de $\pm 0,5\%$. Ce capteur est désigné en tant que capteur d'effort de la presse, par la suite.

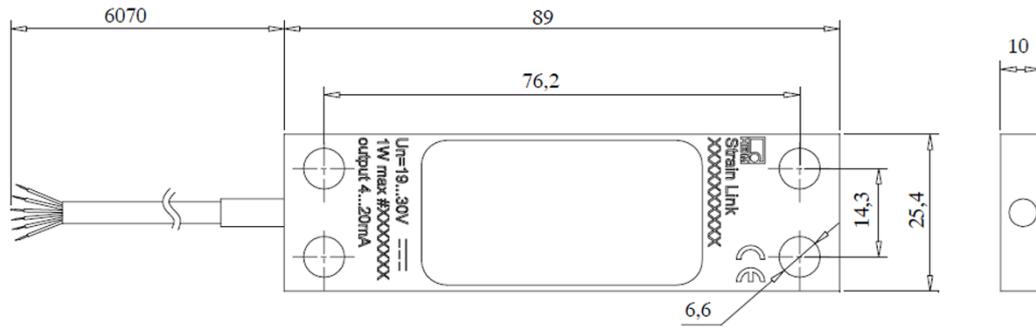


Figure III-21 Plan de l'extensomètre HBM SLB700A

Un deuxième capteur, amovible, le SCAIME ML11 est placé sur la table de la presse (Figure III-22 a)). Ce capteur, lui aussi constitué d'un pont de jauges, fournit un signal d'effort dont l'incertitude de mesure est de ± 6 kN. Un tas plan, ayant le rôle d'outil inférieur, est directement vissé sur le capteur et le surmonte (Figure III-22 b)). Par rapport au capteur de la presse, ce capteur SCAIME présente l'avantage d'enregistrer l'effort au plus près du lieu de la frappe, et en contact direct avec le lopin.

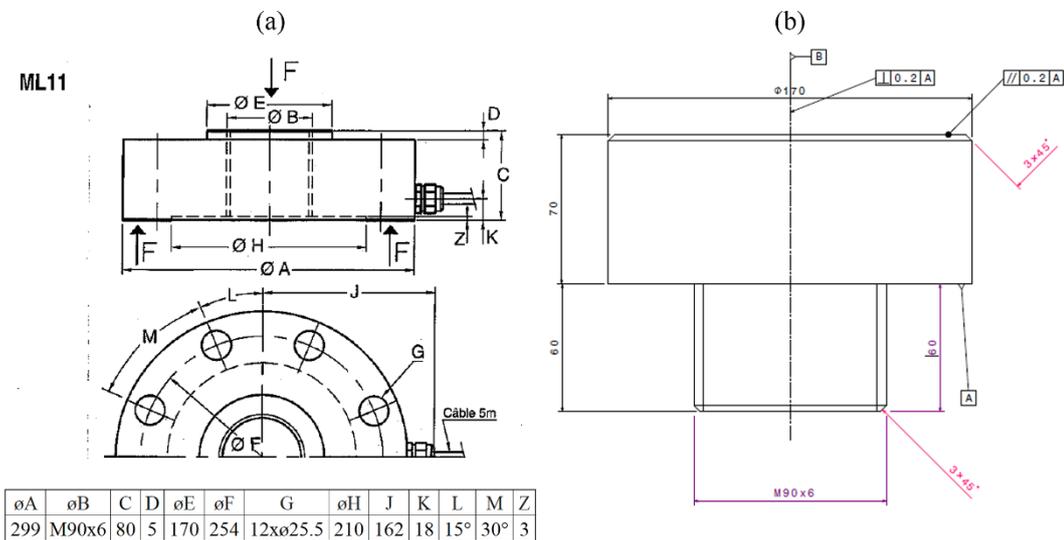


Figure III-22 a) Plan du capteur d'effort SCAIME ML11 b) plan du tas plan vissé sur le capteur

La Figure III-23 montre une vue d'ensemble de la presse, avec la position des deux capteurs d'effort utilisés. Le capteur intégré à l'outillage mesure alors uniquement l'effort de forgeage subi par le lopin contrairement au capteur de la presse qui est également soumis aux vibrations, aux phénomènes de torsion de la vis et aux déformations de la machine.

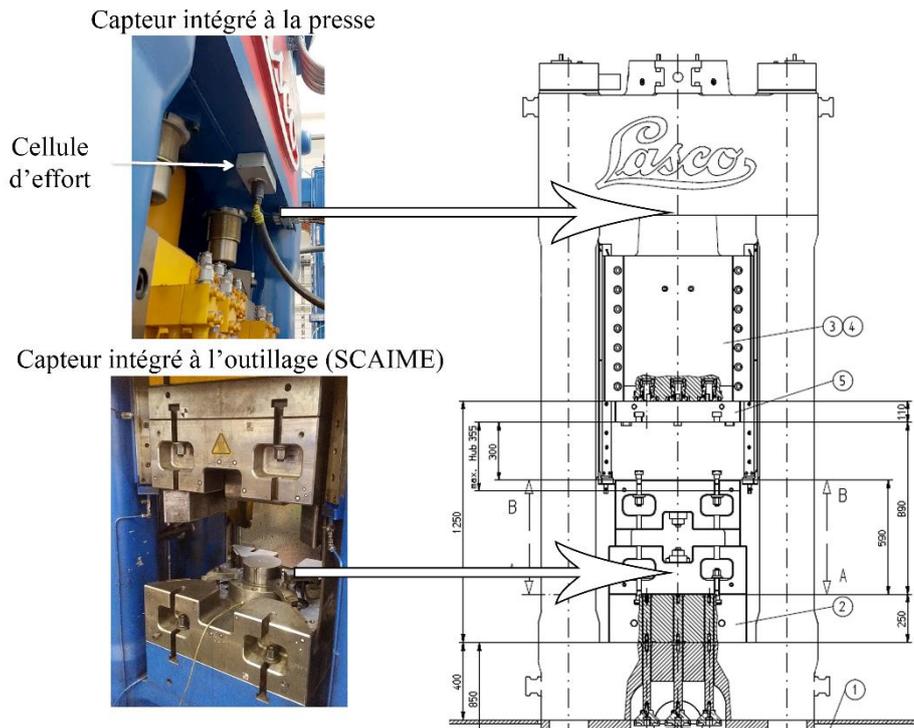


Figure III-23 Schéma de l'ensemble de la presse à vis avec la position des deux capteurs

3.4.1.2 Comparaison de l'effort enregistré par les capteurs lors de l'application d'un effort en statique

Un premier essai est réalisé : un vérin hydraulique d'une capacité de 100 kN est placé sur l'outil inférieur de la presse à vis (Figure III-24).

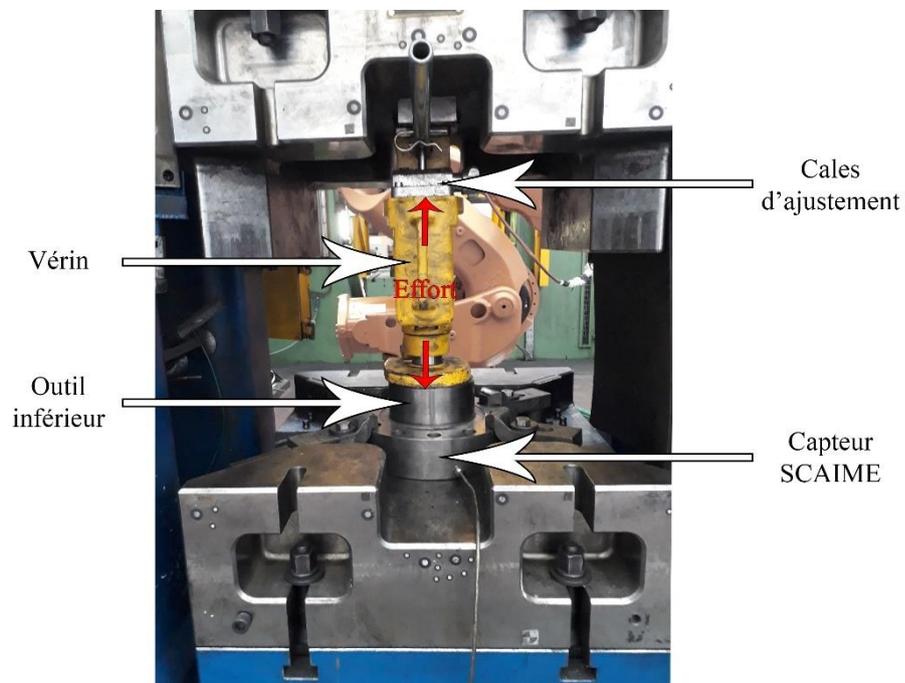


Figure III-24 Montage pour la comparaison des valeurs d'effort enregistrées par les capteurs lors de sollicitations constantes

L'outil supérieur est remplacé par une cale pour des raisons d'encombrement et la rotation de la vis est bloquée grâce au frein hydraulique de la machine. Le vérin hydraulique est actionné

afin d'appliquer un effort constant sur le coulisseau et l'outil inférieur, durant un intervalle de temps supérieur à une dizaine de secondes. Les signaux d'effort issus des deux capteurs sont enregistrés pendant cet intervalle de temps et la moyenne des valeurs mesurées est calculée pour chacun des deux signaux. L'opération est répétée 11 fois pour des niveaux d'efforts différents. Le processus est illustré pour trois paliers en Figure III-25. L'effort décroît légèrement lors de chacun des paliers car le vérin ne parvient pas à maintenir la pression. Néanmoins l'évolution de l'effort est faible et est mesurée par les deux capteurs, les valeurs moyennes à chaque palier peuvent donc être comparées.

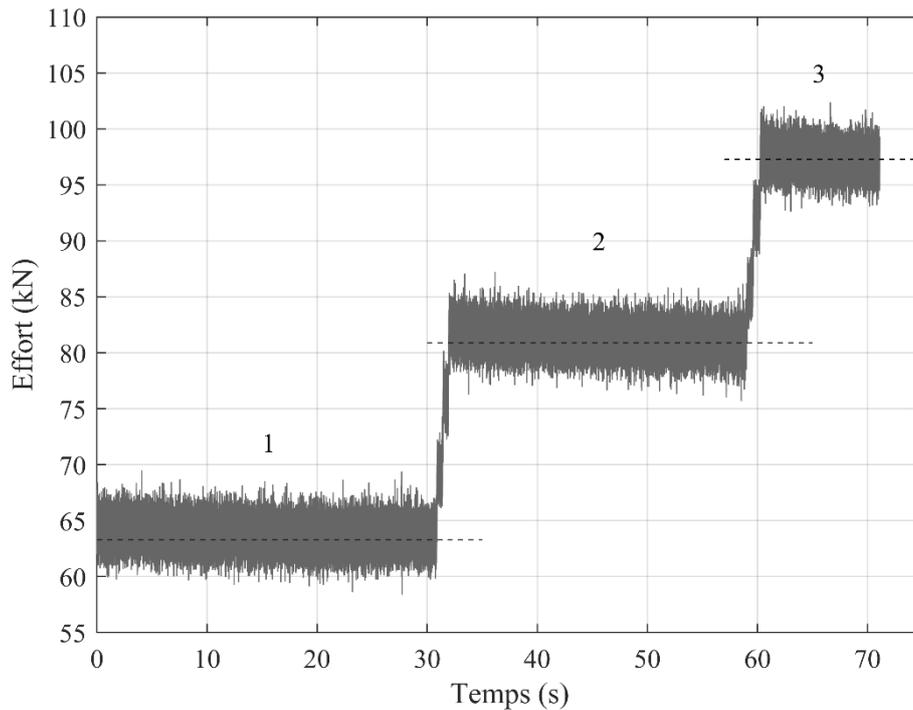


Figure III-25 Effort délivré par la presse en fonction du temps pour trois paliers et valeur moyenne calculée pour chacun des paliers

L'effort moyen mesuré par le capteur SCAIME est tracé en fonction de l'effort moyen mesuré par le capteur presse pour les 11 paliers d'effort en Figure III-26. Les valeurs délivrées par les deux capteurs sont différentes. En effectuant une régression linéaire à partir des points expérimentaux, une droite de coefficient directeur 0,85 est obtenue.

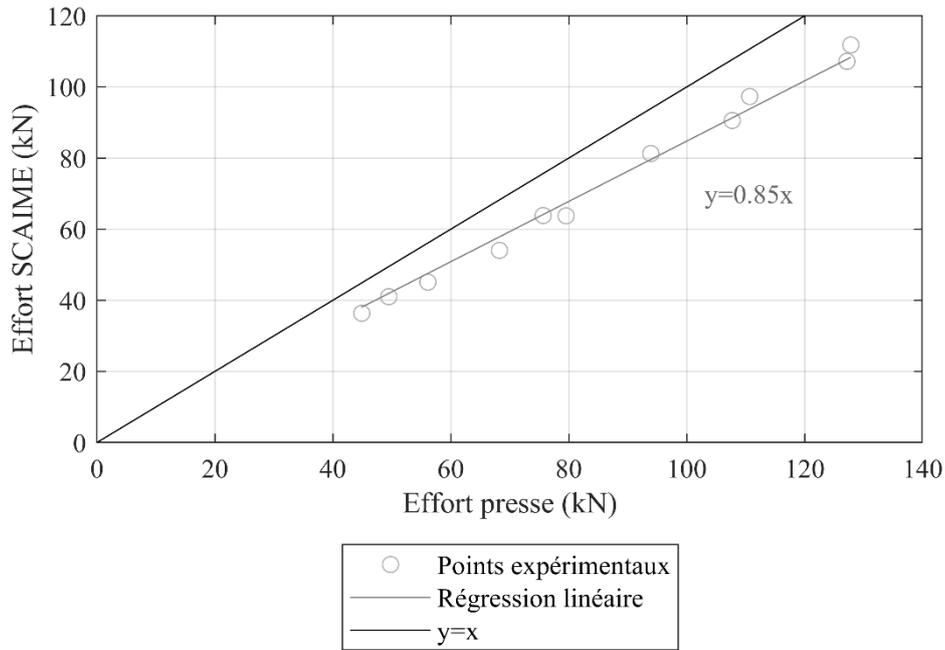


Figure III-26 Effort moyen mesuré avec le capteur SCAIME en fonction de l'effort moyen mesuré par la presse pour les 11 paliers d'effort

Grâce à l'application d'un effort constant sur la machine, les mesures sont réalisées en conditions statiques. Par ailleurs, les deux capteurs sont en série dans le montage, le même effort est donc appliqué, sur chacun d'entre eux, par le vérin. Les capteurs doivent donc délivrer le même effort en théorie. La relation linéaire entre les valeurs d'effort obtenues avec le capteur SCAIME et le capteur presse, montre que les capteurs ne sont pas calibrés de façon identique. Une étude approfondie en dehors du cadre de la thèse a montré que le capteur de la presse surévalue l'effort.

3.4.1.3 Comparaison des signaux d'effort enregistrés par les capteurs lors d'une frappe outil contre outil en dynamique

Afin de comparer la réponse des deux capteurs en dynamique, une frappe outil supérieur contre outil inférieur, c'est-à-dire sans lopin, est réalisée. Pendant la frappe, les efforts issus des deux capteurs sont enregistrés selon la même base de temps et sont présentés en Figure III-27. L'essai est répété trois fois, les trois courbes d'effort en fonction du temps, se superposent, l'essai est donc considéré répétable. La première montée en effort du capteur presse apparaît 2 ms après la première montée en effort du capteur SCAIME. Après la première montée en effort, le signal mesuré par le capteur SCAIME revient à zéro, 5 ms après l'impact, tandis que le signal issu du capteur de la presse continue de croître accompagné de vibrations. En section 3.1.1, la mesure du déplacement du coulisseau a montré l'existence d'une perte de contact entre l'outil supérieur et l'outil inférieur sur l'intervalle de temps de 5 ms à 8 ms. Cette perte de contact explique le passage à zéro du signal d'effort délivré par le capteur SCAIME entre les instants 5 ms et 8 ms. Après $t=8$ ms, les signaux sont similaires, tous deux constitués d'une onde porteuse, sur laquelle ondule une onde d'amplitude plus faible, mais de fréquence plus élevée. L'effort maximal mesuré par le capteur de la presse est supérieure de 23% à celui mesuré par le capteur SCAIME. A la fin de la frappe, le signal issu du capteur presse atteint zéro avant le signal issu du capteur SCAIME. Ce phénomène est dû à l'inertie du capteur intégré à l'outillage qui reprend sa position d'équilibre.

La Figure III-27 montre aussi le signal d'effort de la presse, corrigé d'un facteur 0,77. Après $t=8$ ms les porteuses du signal corrigé et du signal délivré par le capteur SCAIME se superposent, tandis que les ondes qui ondulent sur chacun des deux signaux sont en opposition de phase avec une amplitude et une fréquence égale. Cette opposition de phase entre les deux signaux est due à la propagation de l'onde, en effet les capteurs ne mesurent pas l'effort à la même position.

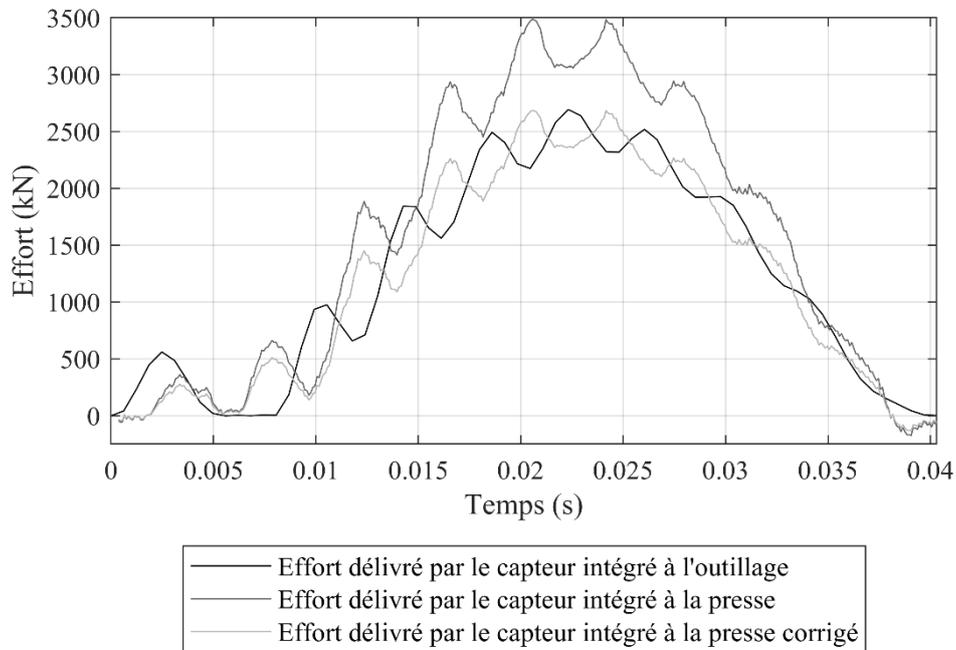


Figure III-27 Comparaison des efforts mesurés par les différents capteurs lors d'une frappe outil contre outil : effort mesuré par le capteur SCAIME, effort original mesuré par le capteur presse, et effort corrigé mesuré par le capteur presse

Le coefficient de correction obtenu avec l'étude en dynamique est de 0,77 tandis que celui issu de l'étude en statique est égal à 0,85. Le coefficient serait égal à 1 si les deux capteurs délivraient le même signal, la correction dans les conditions dynamiques est donc plus importante. Cet écart peut s'expliquer par plusieurs éléments : d'abord lors de l'essai en statique, les efforts appliqués à la structure étaient inférieurs à 10% des valeurs maximales mesurables par les capteurs. Or en deca de ces 10% d'effort maximal mesurable, les capteurs peuvent présenter des défauts de linéarité importants, et fournir une valeur d'effort entachée d'erreur. Par ailleurs, les conditions de sollicitation de la machine sont différentes lors des essais en statique et en dynamique. En effet, le frein hydraulique est actionné lors des essais en statique ce qui n'est pas le cas pour les essais lors des frappes outil contre outil en dynamique. Or l'action du frein hydraulique peut avoir pour effet de solliciter le capteur d'effort de la presse de façon différente des conditions de service de la machine, en distribuant l'effort sur d'autres composants. Ainsi les jauges ne se déforment pas de la même manière, cela pourrait conduire à une mauvaise estimation de l'effort par le capteur de la presse.

Cette étude a mis en évidence un écart sur les valeurs d'effort délivrées par les deux capteurs, attribué à leurs calibrations. Par ailleurs, une fois corrigé le signal d'effort de la presse, les signaux étaient différents, du fait qu'ils mesurent des efforts en des positions différentes de la machine. L'effort obtenu avec le capteur SCAIME est choisi comme référence, car il mesure l'effort au contact avec le lopin, là où les efforts doivent être prédits avec le modèle BIM. Les signaux des deux capteurs d'effort seront analysés en chapitre IV, lors de frappes dans des

conditions dynamiques. Par conséquent pour pouvoir comparer les signaux, le facteur de 0,77 est choisi pour corriger le signal d'effort enregistré par le capteur de la presse.

3.4.2 Instrumentation d'un pilon

3.4.2.1 Description du capteur d'effort

Une autre technologie utilisée pour la mesure d'effort est le cristal piézoélectrique. Ces matériaux ont la propriété de générer une charge électrique lorsqu'ils sont sollicités mécaniquement. La charge électrique est reliée proportionnellement à l'effort appliqué par le coefficient piézoélectrique du cristal. La connaissance du coefficient et de la charge permet donc d'estimer l'effort. Afin d'obtenir un signal facilement exploitable, un amplificateur de charge est utilisé pour convertir la charge en tension.

Pour l'instrumentation du pilon simple-effet en effort, un outillage spécifique a été développé au lycée Marie Curie (Figure III-28). Un corps d'épreuve cylindrique est usiné, avec un alésage le traversant transversalement au milieu de sa hauteur. Le corps d'épreuve est construit de façon à pouvoir adapter différents outils sur sa face supérieure et être intégré sur un porte outils du pilon. Un goujon de mesure transversale à quartz KISTLER est utilisé, il est monté précontraint, à l'intérieur de l'alésage du corps d'épreuve pour mesurer les déformations horizontales.

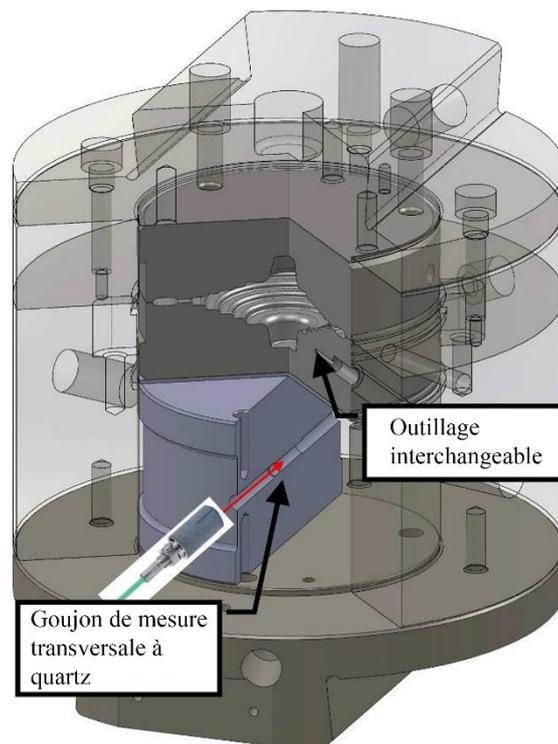


Figure III-28 Outillage instrumenté pour le pilon simple-effet (Payelleville 2016)

3.4.2.2 Calibrage du capteur

Le calibrage du capteur est réalisé sur une presse hydraulique d'une capacité de 6000 kN (Payelleville 2016). Pour cela, des lopins cylindriques calibrés en acier dont la relation entre l'effort et la hauteur est connue sont utilisés. Lors d'un premier essai, quatre frappes sont réalisées menant à différentes déformations des lopins. Dans chaque cas, la tension et la hauteur

du lopin sont mesurées, ce qui permet de déterminer la courbe d'étalonnage du capteur, telle que présentée en Figure III-29. Après ce premier essai, le goujon de mesure est démonté et remonté dans l'alésage du corps d'épreuve, une seconde série d'essais est réalisée pour identifier l'impact du remontage du capteur sur le calibrage. Selon la notice du constructeur, le capteur présente une incertitude de mesure égale à 1% de l'étendue de mesure. L'étendue s'étale alors de 0 kN à 29 993 kN, le capteur étant réglé pour délivrer une valeur sur la plage [0 ; 10] V. Cela représente donc une incertitude de mesure de ± 300 kN. Pour les huit points expérimentaux, l'erreur entre la courbe d'étalonnage et les valeurs expérimentales varie entre 3 kN et 454 kN.

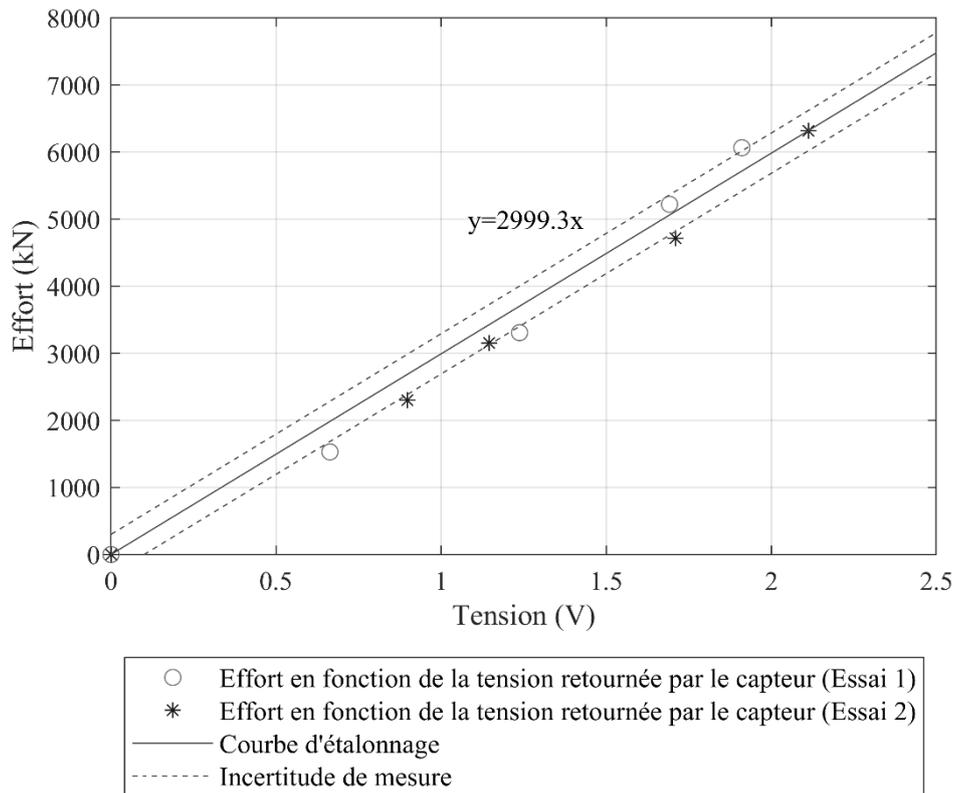


Figure III-29 Mesures expérimentales d'efforts en fonction de la tension délivrée par le capteur lors de deux essais et courbe d'étalonnage du capteur (Payelleville 2016)

Un seul point de mesure de l'essai qui a permis le calibrage du capteur, est compris dans l'intervalle d'incertitude de la mesure d'effort, contre deux pour la deuxième série d'essais. Il n'est donc pas possible de mettre en évidence que le démontage et le remontage du capteur ont eu une influence sur la mesure. Les paramètres de calibrage du capteur sont donc conservés. L'erreur est relativement importante, devant les valeurs d'effort mesurées, du fait du réglage du capteur pour fournir une large plage de mesure. Cela s'explique par le fait que les essais présentés dans ce manuscrit concernant ce pilon, sont une partie des essais réalisés lors d'une campagne de plus grande ampleur. Les conditions expérimentales des autres essais ont imposé une large plage de mesure d'effort qui n'a pas pu être modifiée.

3.5 Synthèse

Dans cette section les différents protocoles expérimentaux pour la mesure des grandeurs caractéristiques de forgeage et des paramètres opératoires ont été présentés. Les outils ont été mis en place pour la mesure des déplacements des masses en mouvement, de leur vitesse d'impact, des coefficients de frottement entre outils et matière ainsi que des efforts de forgeage.

Selon la technologie des machines de forgeage, des protocoles différents ont été développés pour s'adapter aux spécificités de la machine. C'est ainsi que des moyens de mesure directement intégrés à la machine et des moyens de mesure externes ont pu être proposés.

Du fait des conditions de travail extrêmes, les marteaux pilons sont des machines difficiles à instrumenter. En effet, pour une mesure interne à la machine, il est nécessaire d'avoir à disposition des moyens supportant des températures élevées et des décélérations importantes, tout en étant capables de mesurer des phénomènes dynamiques très brefs. Pour une mesure directe de l'effort, une instrumentation interne à la machine est indispensable. Le dispositif de mesure d'effort proposé pour le pilon simple-effet (cf. section 3.4.2.1) n'est pas adaptable aux pilons contre-frappe. Le capteur serait fixé sur la masse inférieure du pilon et subirait des accélérations trop importantes pour le système de fixation lors des frappes. Par ailleurs, le mouvement de la masse inférieure ne permettrait pas le passage des câbles entre le capteur et le système d'acquisition.

Pour ces raisons, un capteur est en cours de développement pour l'instrumentation des pilons contre-frappe (Figure III-30 a)). C'est un cylindre dont une gorge a été usinée au milieu de sa hauteur pour y fixer des jauges de déformation adaptées à la mesure de phénomènes dynamiques. Pour assurer la fixation, le capteur est fretté dans un insert lui-même fretté dans un porte outil (Figure III-30 b)). Les jauges sont donc dimensionnées pour des températures importantes afin de permettre l'opération de frettage. Un réseau de cavités permet le passage des câbles pour assurer la connexion au système d'acquisition. Cette étude propose ainsi une solution similaire à une autre proposée dans la littérature, pour la mesure d'efforts sur un pilon simple-effet (Yoneyama 2017 ; Yoneyama *et al.* 2018), mais ici avec un double assemblage. Notre système est plus complexe, car pour un pilon contre-frappe, la masse inférieure est aussi en mouvement. Ainsi, un double assemblage est nécessaire pour éviter la rupture des câbles.

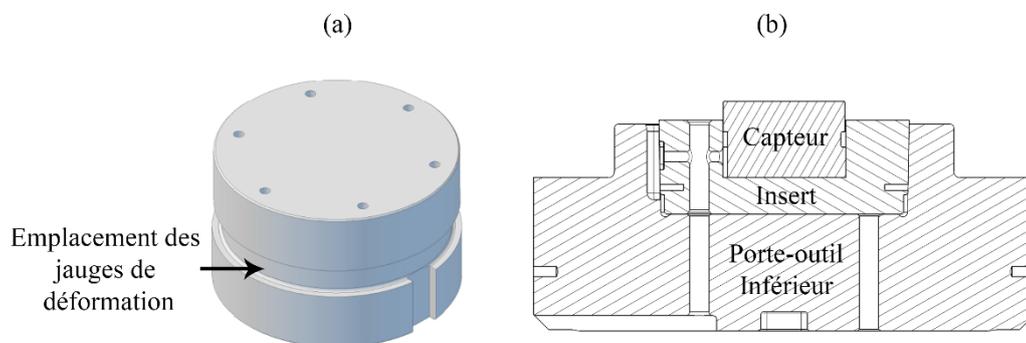


Figure III-30 a) Vue en perspective du capteur d'effort b) Vue de l'assemblage du capteur d'effort dans l'insert et le porte-outil

L'assemblage du capteur dans l'insert et son étalonnage n'ont pas pu être réalisés avant la fin de ces travaux. Il sera utilisé prochainement pour des futures campagnes d'essais.

4. Conclusion

Dans la première partie, deux méthodes de calcul pour estimer les efforts de forgeage nécessaires à la réalisation des simulations avec le modèle BIM ont été proposées. La première méthode, analytique, permet une implémentation directe dans un seul logiciel du modèle décrivant le comportement du système {machine + outillages} et du lopin, en contrepartie d'hypothèses sur le comportement de la billette. Tandis que la seconde méthode, basée sur la

modélisation par éléments-finis, nécessite l'utilisation d'un logiciel dédié et un protocole particulier pour exploiter, par la suite, les résultats de simulation avec le modèle BIM. La seconde méthode permet néanmoins de considérer des aspects négligés par la méthode analytique.

Le chapitre II a permis d'identifier les paramètres opératoires et les grandeurs caractéristiques de forgeage nécessaires à l'application de la méthodologie. Cela a orienté le travail pour le développement des protocoles de mesure introduits dans ce chapitre. L'ensemble de ces méthodes ont été définies et les incertitudes des grandeurs mesurées ont été établies. La méthode de mesure est dépendante, entre autres, de la machine étudiée. En effet selon les cas, différentes contraintes expérimentales interviennent et conduisent à des choix différents sur les moyens de mesure utilisés. La démarche expérimentale s'articule toujours autour de la mesure des signaux de déplacement des masses en mouvement, de leurs vitesses à l'impact, du coefficient de frottement et du signal d'effort.

A la fin de ce chapitre, l'ensemble des méthodes expérimentales et les outils de modélisation permettant l'application de la méthode présentée en chapitre II ont été établis. Le chapitre IV est l'application, à trois cas d'étude, de la méthode de modélisation du comportement des machines de forgeage pilotée en énergie.

Chapitre IV : Evaluation de la prédictivité des modèles et validation de la généricité de la méthodologie : Application à plusieurs cas d'étude

1. Introduction

Ce chapitre présente le cheminement qui a permis l'application de la méthodologie introduite en chapitre II à un marteau pilon contre-frappe, grâce à la validation étape par étape des apports scientifiques de trois études (Figure IV-1).

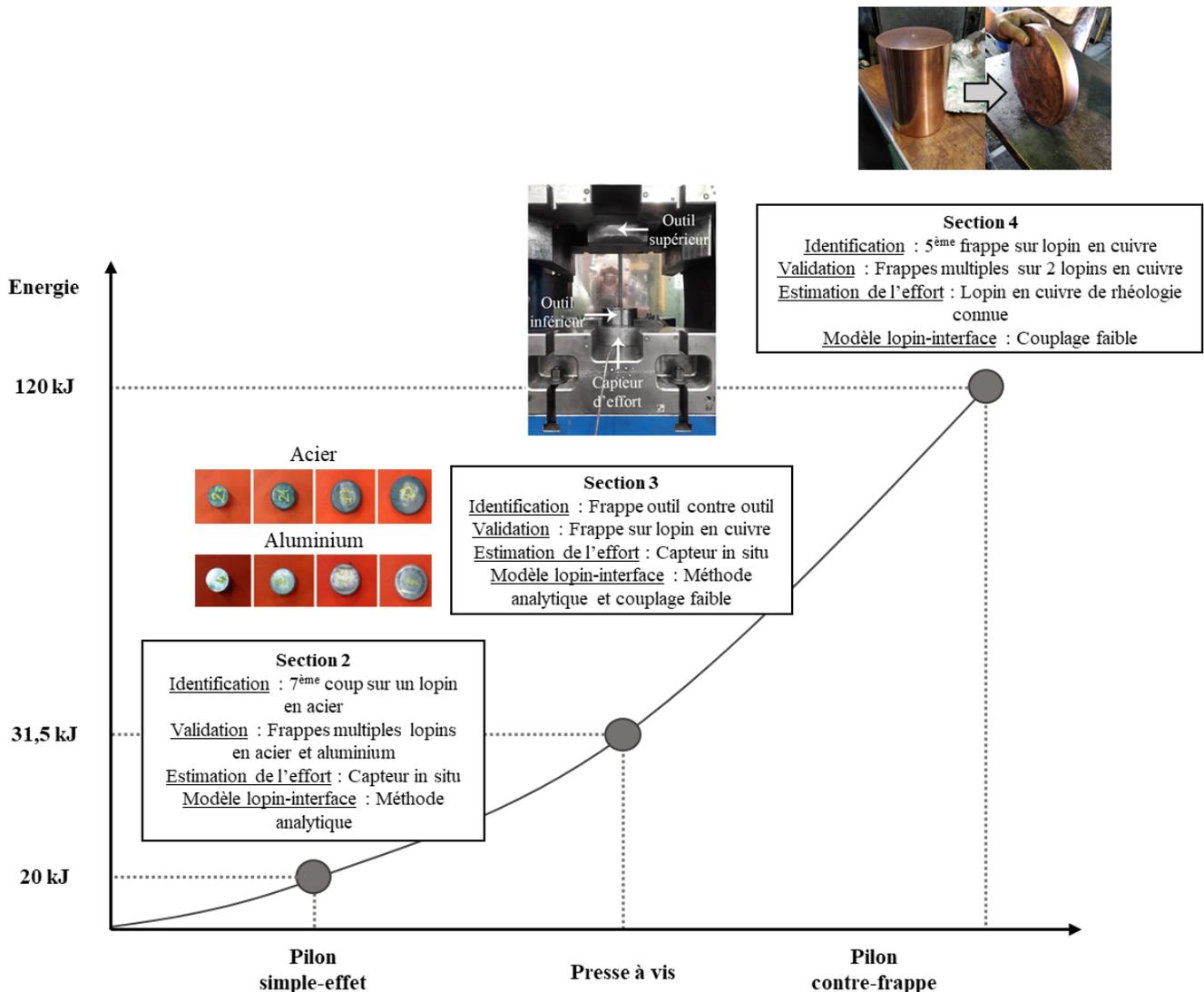


Figure IV-1 Cas d'application et apports scientifiques de chaque étude

La première partie cherche à montrer la capacité du modèle BIM à prédire des frappes multiples sur un même lopin, lors d'essais réalisés sur un pilon simple-effet. Sept frappes sont réalisées expérimentalement sur un lopin en acier, le dernier coup est exploité pour identifier les paramètres du modèle. A partir de la connaissance des paramètres opératoires, les efforts de forgeage sont prédits pour deux autres frappes sur ce même lopin et comparés aux résultats expérimentaux. Par la suite, le matériau de la billette est changé, et le modèle BIM parvient à

simuler les six coups consécutifs sur un lopin en aluminium montrant ainsi que les paramètres du modèle sont toujours valides, quel que soit le matériau à déformer.

L'effort appliqué par le lopin sur l'outillage lors du forgeage est calculé à partir d'un modèle en simulation, cet effort est alors soumis à une incertitude. Ainsi, le processus d'identification implique une incertitude sur les paramètres du modèle. C'est pourquoi, la deuxième partie de ce chapitre propose d'exploiter une frappe à vide, outil contre outil, pour identifier les paramètres du modèle BIM qui sont associés à la presse à vis du laboratoire, en s'affranchissant des problèmes d'incertitudes dus au lopin. La suite de l'étude cherche à valider les prédictions du modèle lors d'une frappe sur un lopin en cuivre, en modélisant le comportement du lopin grâce à la méthode des tranches et en considérant une contrainte d'écoulement constante pour le matériau. Afin de prendre en compte les phénomènes d'écrouissage dans la modélisation du matériau et d'améliorer les prédictions du modèle, un couplage faible entre un modèle éléments-finis et le modèle BIM est mis en place. Les simulations de six frappes sur le même lopin en cuivre sont ensuite réalisées, pour montrer la capacité du modèle à prédire la transition du choc inélastique au choc élastique.

En dernière partie, la méthodologie de modélisation dynamique est appliquée à un pilon contre-frappe. L'instrumentation en effort n'ayant pas pu être mise en place sur cette machine, c'est l'exploitation du couplage faible, validé lors de l'étude sur la presse à vis qui permet d'obtenir l'effort indirectement. Un lopin en cuivre est déformé, sa hauteur au cours de la frappe est déduite de la mesure du déplacement des outils. La rhéologie du cuivre étant connue, l'effort peut alors être calculé, le cylindre en cuivre joue alors le rôle de capteur. Les paramètres du modèle BIM sont déterminés grâce à la cinquième frappe sur ce lopin. Puis, les huit autres frappes sur ce même lopin sont simulées et les résultats concernant le déplacement sont comparés aux mesures expérimentales. De même, les prédictions du modèle pour neuf frappes sur un autre lopin en cuivre sont comparées aux résultats expérimentaux.

Dans ces travaux, l'objectif majeur de la modélisation du comportement du système est la prédiction de l'efficacité du processus de forgeage. Ainsi, la distribution de l'énergie est étudiée dans chacun des cas présentés afin de mettre en évidence les phénomènes à l'origine de la consommation de l'énergie introduite lors d'une frappe. Indirectement, l'application de la méthodologie à trois technologies de machine différentes, cherche aussi à montrer la généralité de la méthode décrite en chapitre II pour les machines de forgeage pilotées en énergie.

2. Validation du modèle BIM pour des frappes multiples sur lopins en acier et en aluminium : Mise en œuvre sur pilon simple-effet

Dans ce premier cas d'application, une étude sur un pilon simple-effet est réalisée. Dans un premier temps, le but est de définir le modèle BIM et d'identifier ses paramètres en analysant la septième frappe sur un lopin en acier. Une fois les paramètres identifiés, le caractère prédictif du modèle est évalué sur les frappes 1 et 3. Dans un second temps, on valide les prédictions du modèle en changeant les conditions opératoires, c'est-à-dire ici en réalisant des frappes sur un lopin en aluminium.

2.1 Définition du modèle et identification des paramètres

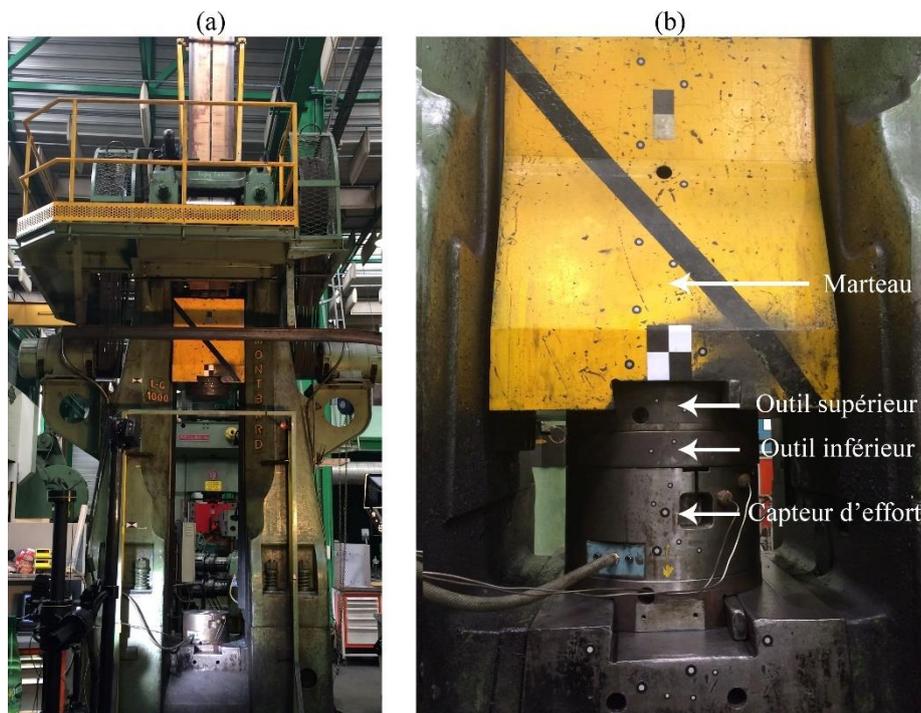
2.1.1 Protocole expérimental

Le refoulement de lopins est réalisé avec le marteau pilon simple-effet Montbard LG1000. Les outils supérieur et inférieur utilisés sont des tas plans. La machine est instrumentée en effort et en déplacement conformément au Tableau IV-1.

Tableau IV-1 Grandeurs mesurées et moyens de mesure associés pour le pilon simple-effet

Grandeur	Moyen de mesure
Effort	Capteur transversal piézoélectrique
Déplacement	Caméra

Une vue globale de la machine, des outils et du capteur d'effort pour le montage expérimental est présentée en Figure IV-2.



Le protocole expérimental consiste à effectuer sept frappes sur un lopin dans les conditions opératoires données par le Tableau IV-2.

Tableau IV-2 Conditions expérimentales pour le refoulement du lopin en acier

Hauteur (mm)	112
Diamètre (mm)	60
Matériau	Acier (16NiCrMo13)
Température initiale (°C)	1100
Lubrification	Huile graphitée

Pour estimer la hauteur du lopin à l'issue de chaque frappe, six billettes de contrôle ont été déformées. A chacune d'entre elles, le protocole a été arrêté au $i^{\text{ème}}$ coup. La mesure de ces billettes permet d'estimer la hauteur entre deux coups en faisant l'hypothèse que le processus est répétable. Dans un premier temps, seul le signal d'effort pour le septième coup est exploité (Figure IV-3) car c'est celui où la machine est la plus sollicitée lors d'un choc élastique. Les coups 1 et 3 seront exploités par la suite pour vérifier les prédictions du modèle.

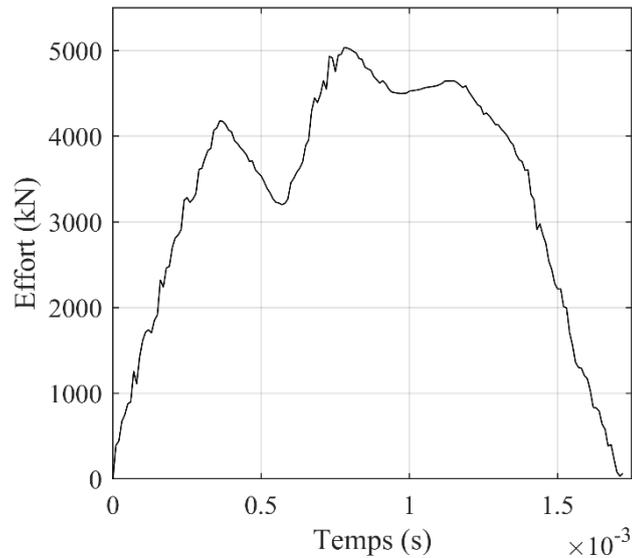


Figure IV-3 Enregistrement de l'effort lors de la septième frappe sur le lopin en acier

2.1.2 Définition du modèle BIM

Une transformation de Fourier rapide (FFT) est effectuée sur le signal d'effort obtenu pour le septième coup. Avant de réaliser la FFT, un post-traitement du signal est nécessaire, en effet la résolution du spectre calculée à partir de la durée du signal (t_{Exp}) égale à $R=1/t_{Exp}$ est trop élevée pour mettre en évidence le deuxième mode vibratoire. Par conséquent, la méthode du « zero padding » est utilisée (Borkowski et Mroczka 2010) : la méthode consiste à prolonger artificiellement le signal échantillonné par des zéros. Il en résulte un allongement de la durée du signal, qui diminue ainsi la résolution apparente du spectre d'amplitude. Le spectre obtenu est présenté en Figure IV-4.

Les fréquences dominantes du spectre sont 0 Hz, 448 Hz, 897 Hz et 1794 Hz. Les fréquences de 0 Hz, 448 Hz et 897 Hz représentent le même pic, mais il est impossible d'identifier clairement la fréquence associée. L'onde porteuse ne présente pas de caractère périodique ce qui fausse les résultats de la FFT et est à l'origine de ces premiers pics de fréquence. La fréquence de 1794 Hz est indépendante des trois premières fréquences et représente la vibration qui ondule sur l'onde porteuse. Identifiant deux pics de fréquence grâce au spectre d'amplitude, le modèle choisi pour caractériser l'opération de forgeage sur ce pilon aura ainsi deux degrés de liberté, autrement dit deux masses.

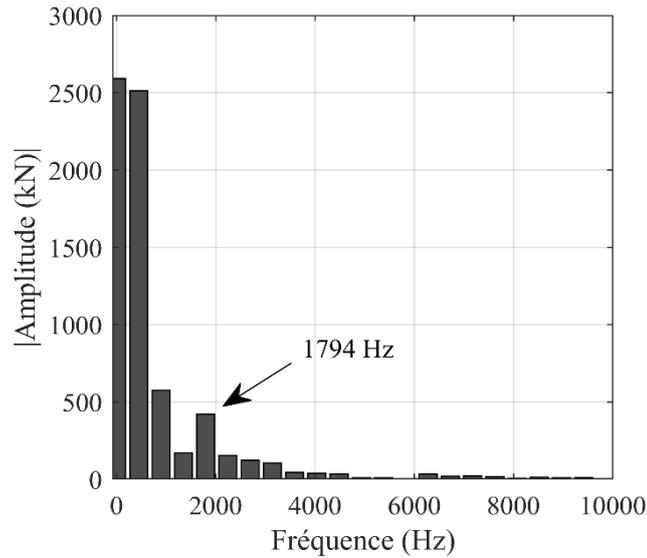


Figure IV-4 Spectre d'amplitude associé au signal d'effort pour le septième coup sur le lopin en acier

Le modèle masses-ressorts-amortisseurs proposé pour décrire le comportement du pilon Montbard LG1000 est présenté en Figure IV-5. Les deux masses représentent les éléments en mouvement dans le système : m_1 correspond au système masse tombante et outil supérieur tandis que m_2 représente l'outil inférieur et le capteur d'effort.

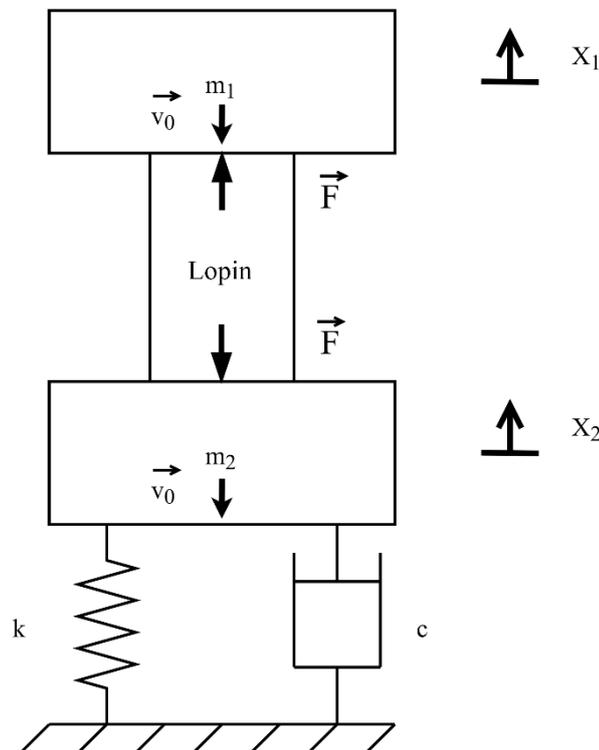


Figure IV-5 Modèle Billette-Interface-Machine (BIM) pour le marteau pilon Montbard LG1000

Le principe fondamental de la dynamique appliqué à la masse m_1 puis à la masse m_2 fournit les équations (IV-1)-(IV-2) du système :

$$m_1 \ddot{X}_1 = F \tag{IV-1}$$

$$m_2 \ddot{X}_2 = -kX_2 - c\dot{X}_2 - F \tag{IV-2}$$

avec X_1 le déplacement de la masse m_1 et X_2 le déplacement de la masse m_2 selon leurs positions à $t=0$ correspondant à l'instant où entrent en contact l'outil et le lopin. La vitesse v_0 de $-5,3$ m/s correspondant à la vitesse expérimentale de l'outil à l'impact est assignée à la masse m_1 mais aussi à la masse m_2 . Les outillages de forgeage peuvent montrer des phénomènes de rattrapage de jeux lorsqu'ils sont soumis à des énergies ou des efforts importants. C'est le cas du système outil inférieur et capteur d'effort lors des essais. Cela a pour effet que lorsque la masse m_1 impacte la billette, celle-ci ne débute pas sa déformation directement, la billette transmet l'effort à l'outil inférieur qui est accéléré jusqu'à ce que les jeux soient rattrapés. La masse m_2 est supposée être à la vitesse v_0 lorsque la déformation du lopin débute.

L'effort de réaction du lopin F est égal à zéro si le lopin et la masse m_1 ne sont pas en contact, sinon l'effort est calculé analytiquement selon la méthode des tranches. Dans ce cas, l'effort est noté F_L et s'exprime tel que dans l'équation (IV-3).

$$F_L = \frac{\pi \cdot r_e \cdot h}{\mu} \cdot \sigma_0 \cdot \left(\frac{e^A - 1}{A} - 1 \right) \quad (IV-3)$$

avec r_e le rayon courant du lopin calculé à partir de la géométrie initiale du lopin et de sa hauteur courante h en supposant que le lopin conserve sa géométrie cylindrique et son volume durant la déformation, μ le coefficient de frottement de Coulomb et $A=2\mu r_e/h$.

Le coefficient de frottement est estimé à 0,18 par un test de l'anneau. La contrainte d'écoulement σ_0 , est calculée à partir de la hauteur finale du lopin après la frappe et de l'effort maximal de forgeage. La résolution de l'équation (IV-3) donne une valeur de 92 MPa pour σ_0 .

Le modèle est implémenté sous MATLAB SIMULINK®. La taille du pas de calcul est fixée à 10^{-7} s selon l'étude de convergence présentée en Annexe 2. Au début de la simulation, la masse m_1 est en contact avec le lopin.

2.1.3 Identification des paramètres

Les paramètres identifiés pour le modèle sont présentés dans le Tableau IV-3, la Figure IV-6 montre l'effort mesuré pour le septième coup et l'effort calculé grâce au modèle BIM avec les paramètres du Tableau IV-3.

Tableau IV-3 Paramètres du modèle BIM identifiés à partir du signal d'effort pour le septième coup sur le lopin en acier

m₁ (kg)	732
m₂ (kg)	19
c (N.s/m)	18 540
k (N/m)	3,15.10 ⁹

Le comportement du système { machine + outillages } a été modélisé, il est possible de relier les éléments du modèle aux ensembles physiques de la machine. La masse m_1 correspondrait au système marteau-outil supérieur, dont la masse a été estimée à 1250 kg à la suite d'une pesée. La masse identifiée pour m_1 (732 kg) est alors 41% inférieure à la masse réelle du marteau. Lors de la campagne d'essais, la vitesse maximale que peut atteindre la masse tombante du pilon est estimée à 5,7 m/s. A partir de cette valeur et de la masse m_1 , il est possible de calculer l'énergie cinétique maximale de la masse tombante, égale à 12 kJ. Or, l'énergie théorique maximale développable par le marteau pilon est de 20 kJ selon le constructeur, ce qui signifie un écart relatif de 39% entre la valeur calculée et théorique.

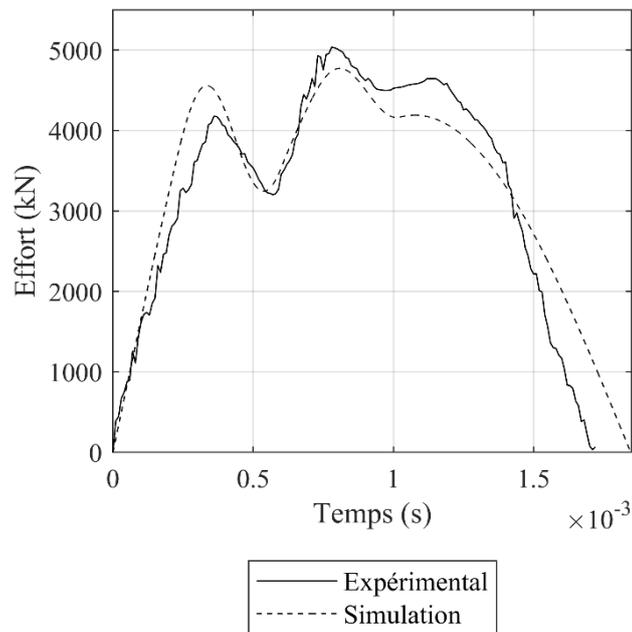


Figure IV-6 Effort mesuré pour la septième frappe sur le lopin en acier et effort prédit avec le modèle BIM

Les paramètres opératoires tels que la vitesse, la contrainte d'écoulement, la géométrie du lopin et le coefficient de frottement ainsi que l'effort, ont un impact sur l'identification des paramètres du modèle. Les incertitudes sur les paramètres opératoires et sur l'effort, engendrent des incertitudes sur les paramètres identifiés qui peuvent expliquer les différences constatées avec les valeurs fournies par le constructeur. Cependant, le protocole de mesure des paramètres opératoires et de l'effort, reste le même pour tous les coups présentés dans cette section. Ainsi, travaillant à partir de mesures relatives, les simulations des autres coups avec le modèle BIM ne devraient pas être affectées par l'incertitude de mesure.

L'effort prédit ne présente qu'un léger écart par rapport au signal expérimental durant la déformation du lopin (Figure IV-6). Les efforts maximaux calculés et mesurés ne présentent qu'un écart de 5%. Ainsi, la simulation fournit une bonne prédiction de l'effort lors de la mise en forme, mais c'est moins le cas après avoir atteint l'effort maximal. Il est nécessaire d'estimer l'origine de ces écarts, la section qui suit apporte des éléments de réponse quant à l'impact de l'incertitude sur les paramètres opératoires.

2.1.4 Etude d'incertitude

L'étude d'incertitude évalue la propagation des incertitudes des paramètres opératoires sur les grandeurs caractéristiques de forgeage. Les paramètres opératoires sont la hauteur et le diamètre initial du lopin, la hauteur finale mesurée du lopin, le coefficient de frottement, l'effort maximal mesuré et la vitesse à l'impact.

Les paramètres opératoires pouvant être négligés dans l'étude d'incertitude sont recherchés. L'incertitude sur la hauteur initiale du lopin peut être négligée dans le cas de l'étude sur le pilon Montbard LG1000. En effet, l'incertitude est estimée à seulement 0,054 mm soit 0,3%, or le chapitre II montre qu'une incertitude sur la hauteur de 1% est négligeable pour le pilon DIE-MAX 150 (Yoneyama *et al.* 2018).

La hauteur finale du lopin n'intervient que dans le calcul de la contrainte d'écoulement (Equation (IV-4)). L'incertitude sur la hauteur finale du lopin correspond à $\pm 0,054$ mm. En considérant cette incertitude et en fixant les autres paramètres à leurs valeurs centrales, une incertitude de $\pm 0,9\%$ est obtenue sur le calcul de la contrainte d'écoulement. L'incertitude sur la mesure de la hauteur finale du lopin est alors négligée.

$$\sigma_0 = \frac{F_{LMax} \cdot \mu}{\pi \cdot r_0 \cdot \sqrt{\frac{h_0}{h_f}} \cdot h_f \cdot \left(\frac{e^A - 1}{A} - 1\right)} \quad (IV-4)$$

avec σ_0 la contrainte d'écoulement, h_0 la hauteur initiale du lopin, r_0 le rayon initial du lopin, F_{Lmax} l'effort maximal mesuré, μ le coefficient de frottement de Coulomb, h_f la hauteur finale du lopin et $A = 2\mu r_0 / h_f$.

Le Tableau IV-4 présente les paramètres opératoires dont les incertitudes sont considérées pour l'analyse.

Tableau IV-4 Valeurs centrales et incertitudes des paramètres opératoires considérés pour l'analyse d'incertitude

Paramètre	Valeur centrale	Incertitude
v_0	5,3 m/s	$\pm 0,196$ m/s
μ	0,18	$\pm 0,05$
F_{LMax}	5036 kN	± 300 kN

En considérant ces incertitudes sur les paramètres, il est possible de fournir un encadrement de l'effort calculé, avec le modèle BIM en prenant en compte la propagation de ces incertitudes. L'effort obtenu expérimentalement et l'encadrement de l'effort calculé sont présentés en Figure IV-7. Sur l'intervalle $[0,18 ; 0,33]$ ms, l'effort calculé est légèrement supérieur à l'effort mesuré. Cet écart ne concerne qu'une courte durée sur le temps total de la frappe. L'incertitude sur l'estimation des paramètres du modèle pourrait donc expliquer l'écart. Les écarts entre les valeurs expérimentales et les valeurs prédites sont plus importants après $t = 1,5$ ms et montrent que le modèle ne peut pas représenter le retour élastique. L'objectif est de déterminer la part de l'énergie introduite à l'impact et transmise au lopin pour sa déformation plastique. Après avoir atteint l'effort maximal, la déformation du lopin est terminée, plus aucune énergie ne lui est transmise. Ainsi, les écarts observés en fin de forgeage ont un impact relatif sur l'évaluation de l'efficacité du processus de forgeage.

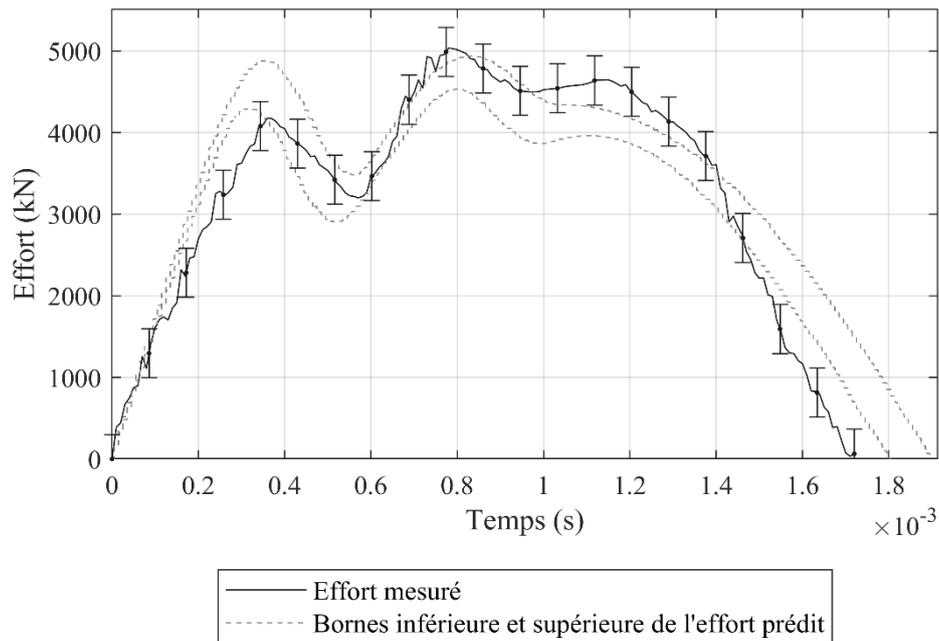


Figure IV-7 Effort mesuré et intervalle d'incertitude de l'effort prédit pour la frappe 7 sur le cylindre en acier avec le pilon simple-effet

La corrélation entre les paramètres opératoires et trois indicateurs est étudiée. Ces indicateurs sont les mêmes que ceux introduits en chapitre II : le temps de forgeage, la hauteur finale du lopin et l'effort maximal. La Figure IV-8 montre les coefficients de corrélation obtenus entre les paramètres opératoires et les indicateurs. Par ailleurs, les indicateurs sont tracés en fonction des paramètres opératoires en Annexe 3. Le temps de forgeage est très peu sensible à l'incertitude des paramètres opératoires. La hauteur finale du lopin et l'effort maximal sont principalement influencés par l'incertitude sur l'effort maximal mesuré et la vitesse d'impact. Il est donc nécessaire lors des essais, de mesurer ces paramètres avec beaucoup de rigueur, pour que le modèle soit prédictif. L'impact de l'incertitude associée au coefficient de frottement sur les indicateurs étudiés est négligeable, l'approximation réalisée sur ce coefficient choisi égal à 0,18 est donc validée.

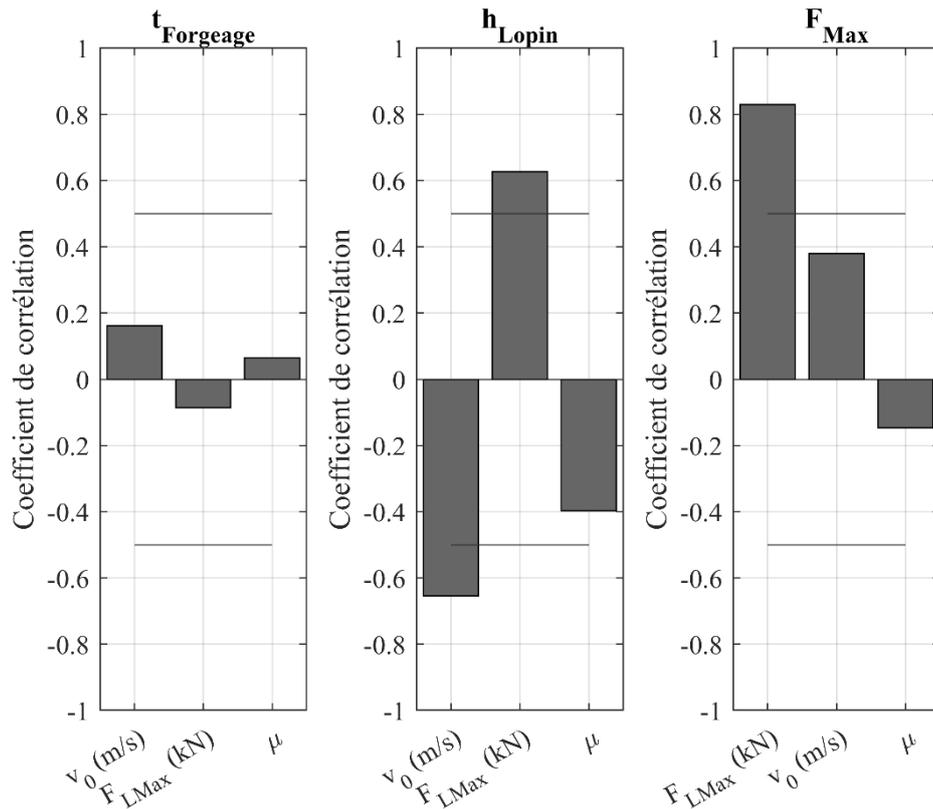


Figure IV-8 Coefficients de corrélation entre indicateurs et paramètres opératoires

2.2 Prédicativité du modèle

Les sections suivantes présentent deux protocoles de validation distincts pour le modèle BIM. Dans un premier temps, l'intérêt est toujours porté sur le lopin en acier étudié précédemment. Sept frappes ont été effectuées sur ce lopin (Figure IV-9), les paramètres du modèle ont été identifiés à partir d'un choc élastique lors de la septième frappe. Dans cette partie, la première et la troisième frappe sont étudiées pour vérifier que les paramètres identifiés sont toujours valides en choc inélastique. L'effort et la hauteur finale de la billette calculés grâce au modèle BIM sont comparés, dans ces deux cas, aux mesures expérimentales.

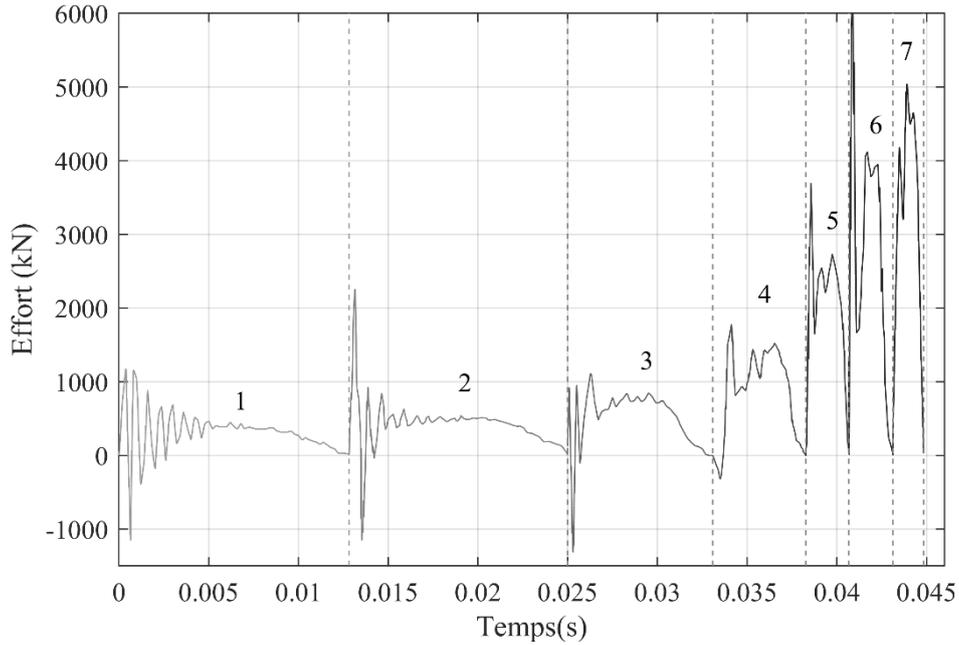


Figure IV-9 Effort en fonction du temps pour les sept coups sur le lopin en acier

Dans un second temps, le matériau du lopin est changé par de l'aluminium. Ces deux étapes ont pour but d'évaluer dans quelles conditions le modèle est capable de prédire avec justesse les grandeurs caractéristiques de forgeage. Les méthodes expérimentales et numériques sont les mêmes qu'en section 2.1. Toutes les simulations sont réalisées avec le modèle BIM et les paramètres identifiés précédemment.

Du fait des vibrations lors du forgeage, l'effort maximal mesuré par le capteur ne se produit pas au même instant que la fin de la déformation de la billette. Ainsi afin d'étudier les signaux, la notion d'effort final est introduite : l'effort final est défini comme étant l'effort lorsque le lopin atteint sa hauteur finale, et le temps pour atteindre l'effort final est défini comme le temps de forgeage. Le temps entre l'instant où l'effort atteint sa valeur maximale et l'instant où il retourne à zéro est défini comme le temps du retour élastique (Figure IV-10).

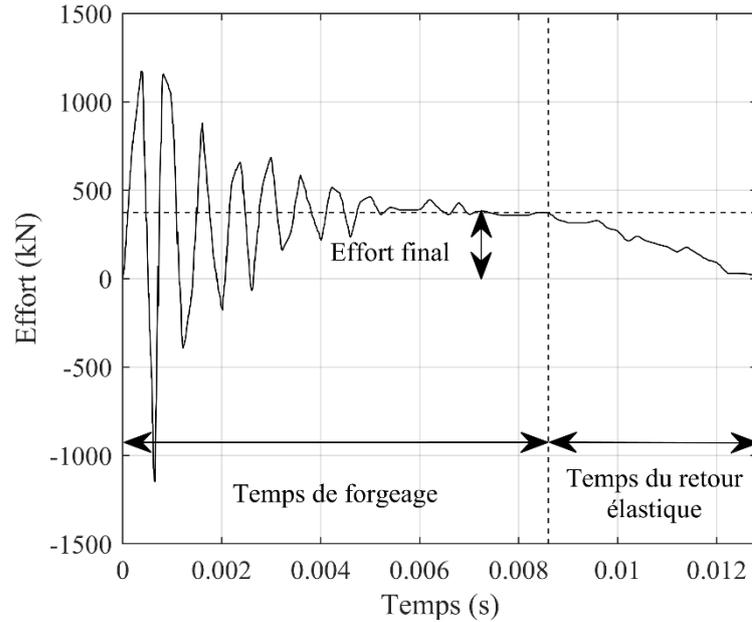


Figure IV-10 Effort final, temps de forgeage et temps du retour élastique représentés sur la courbe effort fonction du temps pour la première frappe sur le lopin en acier

2.2.1 Simulation de frappes sur un cylindre en acier

La Figure IV-11 montre l'effort mesuré par le capteur et l'effort calculé au ressort k dans le cas de la première frappe sur le lopin en acier.

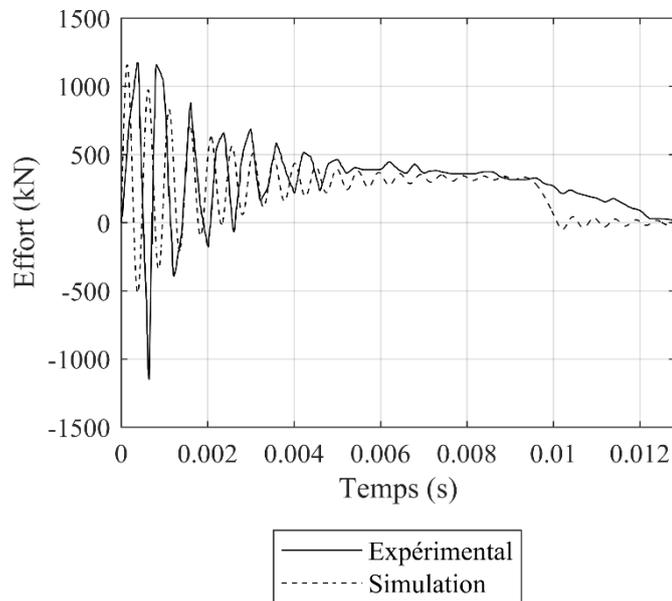


Figure IV-11 Effort mesuré et prédit pour le premier coup sur le lopin en acier

Le Tableau IV-5 présente les indicateurs déterminés pour les signaux d'effort mesurés et prédits dans le cas de la première frappe. Le temps du retour élastique est sous-estimé en simulation par rapport à la valeur expérimentale. De même que lors de la simulation du septième coup, le modèle ne parvient pas à prédire la fin de la frappe dans le cas du premier coup.

Tableau IV-5 Indicateurs pour les signaux d'effort expérimentaux et prédits pour le premier coup sur le lopin en acier

	Expérimental	Simulation	Ecart relatif
Effort final (kN)	374	333	11%
Temps de forgeage (ms)	8,6	9,3	8%
Hauteur finale du lopin (mm)	89	93	4%
Temps du retour élastique (ms)	3,7	0,8	78%

Les spectres d'amplitude associés aux signaux expérimentaux et prédits présentés en Figure IV-12 permettent d'étudier le deuxième mode vibratoire. La fréquence des oscillations du deuxième mode vibratoire en simulation est uniquement fonction des paramètres identifiés pour le modèle. L'incertitude sur les paramètres identifiés pourrait expliquer l'écart entre les fréquences calculées et les fréquences expérimentales. En ce qui concerne l'amplitude, elle est fonction des paramètres du modèle mais aussi des paramètres opératoires. Les incertitudes sur ces derniers paramètres peuvent donc être à l'origine de la sous-estimation de l'amplitude des vibrations du deuxième mode vibratoire par le modèle.

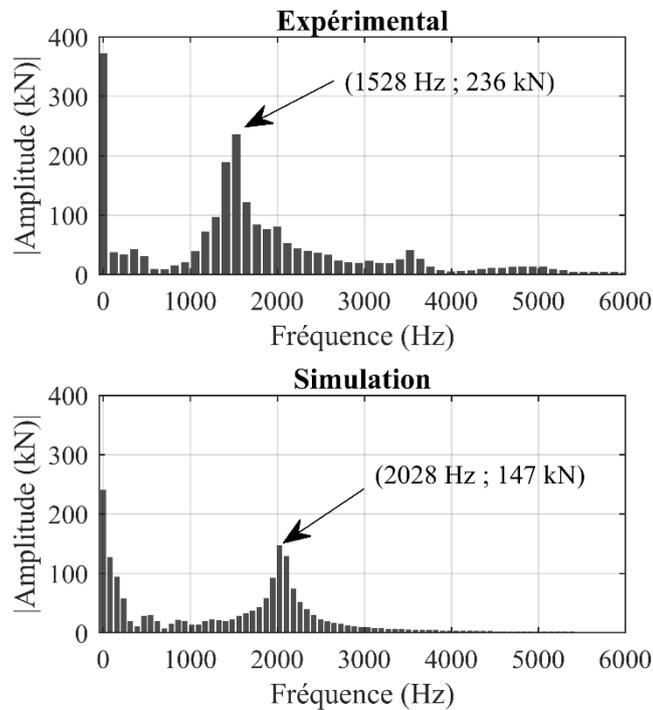


Figure IV-12 Spectres d'amplitude associés aux signaux d'effort expérimentaux et prédits pour le premier coup sur le lopin en acier

Les signaux d'effort expérimentaux et calculé pour le troisième coup sont présentés en Figure IV-13. Comme pour le premier coup, les tendances sont les mêmes pour les deux signaux avant d'atteindre l'effort final et le retour élastique est plus court en simulation qu'expérimentalement.

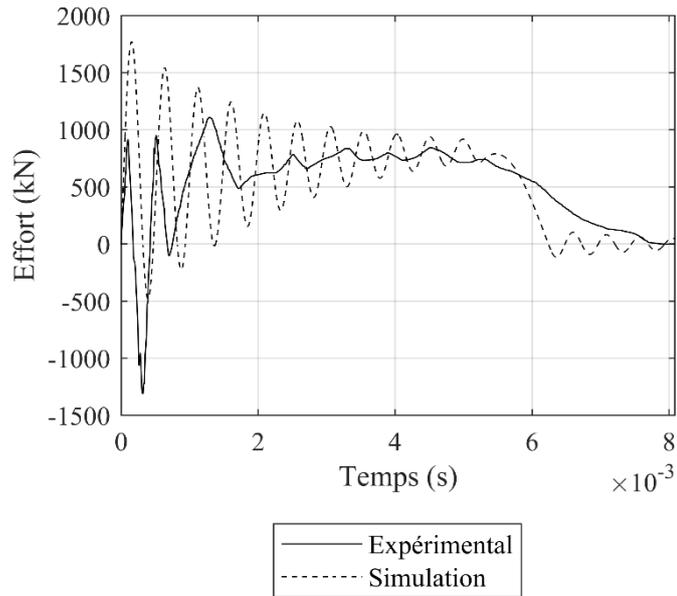


Figure IV-13 Effort mesuré et prédit pour le troisième coup sur le lopin en acier

Le Tableau IV-6 présente les indicateurs déterminés pour les signaux associés au troisième coup. Les indicateurs calculés sont fidèles aux indicateurs expérimentaux, excepté pour le temps du retour élastique.

Tableau IV-6 Indicateurs pour les signaux d'effort expérimental et prédit pour le troisième coup sur le lopin en acier

	Expérimental	Simulation	Ecart relatif
Effort final (kN)	843	789	6%
Temps de forgeage (ms)	4,5	5,5	22%
Hauteur finale du lopin (mm)	37	42	14%
Temps du retour élastique (ms)	3,2	0,8	75%

Les spectres d'amplitude des signaux d'effort expérimentaux et calculés sont présentés en Figure IV-14. L'amplitude du deuxième mode vibratoire calculée par le modèle est croissante de la vitesse v_0 . Une surestimation de la vitesse d'impact en simulation, due à l'incertitude de mesure, pourrait expliquer l'écart entre l'amplitude calculée et celle expérimentale.

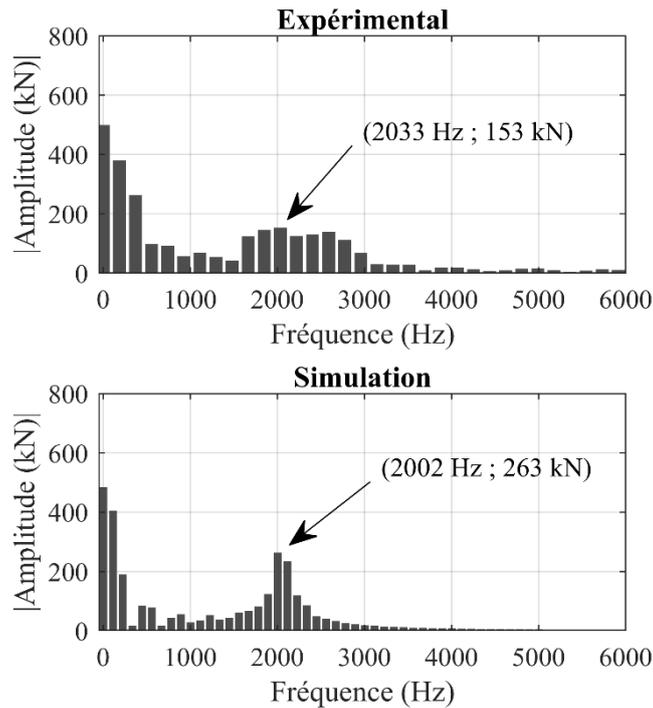


Figure IV-14 Spectres d'amplitude pour les signaux d'effort expérimentaux et prédits pour le troisième coup

En conclusion partielle sur la vérification de la pertinence du modèle et de sa caractérisation, les simulations du premier et du troisième coup sur le lopin en acier montrent une bonne adéquation avec les indicateurs sélectionnés et avec l'allure du signal d'effort, même si de légers écarts peuvent être constatés. Comme cela a déjà été montré en section 2.1.4, le modèle et ses paramètres ne sont plus représentatifs durant le retour élastique.

2.2.2 Simulation de frappes sur un cylindre en aluminium

Le modèle identifié et caractérisé est ensuite éprouvé sur un lopin dans une autre nuance. Les conditions de simulation pour le refoulement du lopin en acier et en aluminium sont comparées dans le Tableau IV-7.

Tableau IV-7 Conditions de simulations pour le refoulement de la billette en acier et en aluminium

Matériau	Acier	Aluminium
Hauteur initiale	112 mm	112 mm
Diamètre initial	60 mm	60 mm
Coefficient de Coulomb	0,18	0,07
Contrainte d'écoulement	92 MPa	Tableau IV-8
Vitesse d'impact	Valeur mesurée	Valeur mesurée
Paramètres du modèle BIM	Tableau IV-3	Tableau IV-3

Dans le cas de l'aluminium, la contrainte d'écoulement σ_0 est déterminée pour chaque frappe comme présenté en section 2.1.2, ce qui conduit aux valeurs présentées dans le Tableau IV-8.

Tableau IV-8 Contraintes d'écoulement de l'aluminium identifiées pour chaque frappe

Frappe	σ_0 (MPa)
1	98
2	85
3	85
4	98
5	116
6	109

Les six coups sont simulés consécutivement pour le lopin en aluminium. Pour la première simulation, la hauteur initiale du lopin est fixée à la valeur mesurée, puis pour les autres coups, la hauteur initiale prend la valeur de la hauteur finale du lopin de la simulation de la frappe précédente.

La Figure IV-15 présente les signaux d'effort calculés et mesurés pour les six frappes sur le lopin en aluminium. Après chaque coup, le temps de forgeage diminue et l'effort final augmente, numériquement et expérimentalement. La simulation fournit une bonne prédiction de l'effort de forgeage jusqu'à la fin de la déformation, comme dans les cas présentés précédemment. Pour les six coups, des vibrations peuvent être observées sur les signaux d'effort calculés et mesurés.

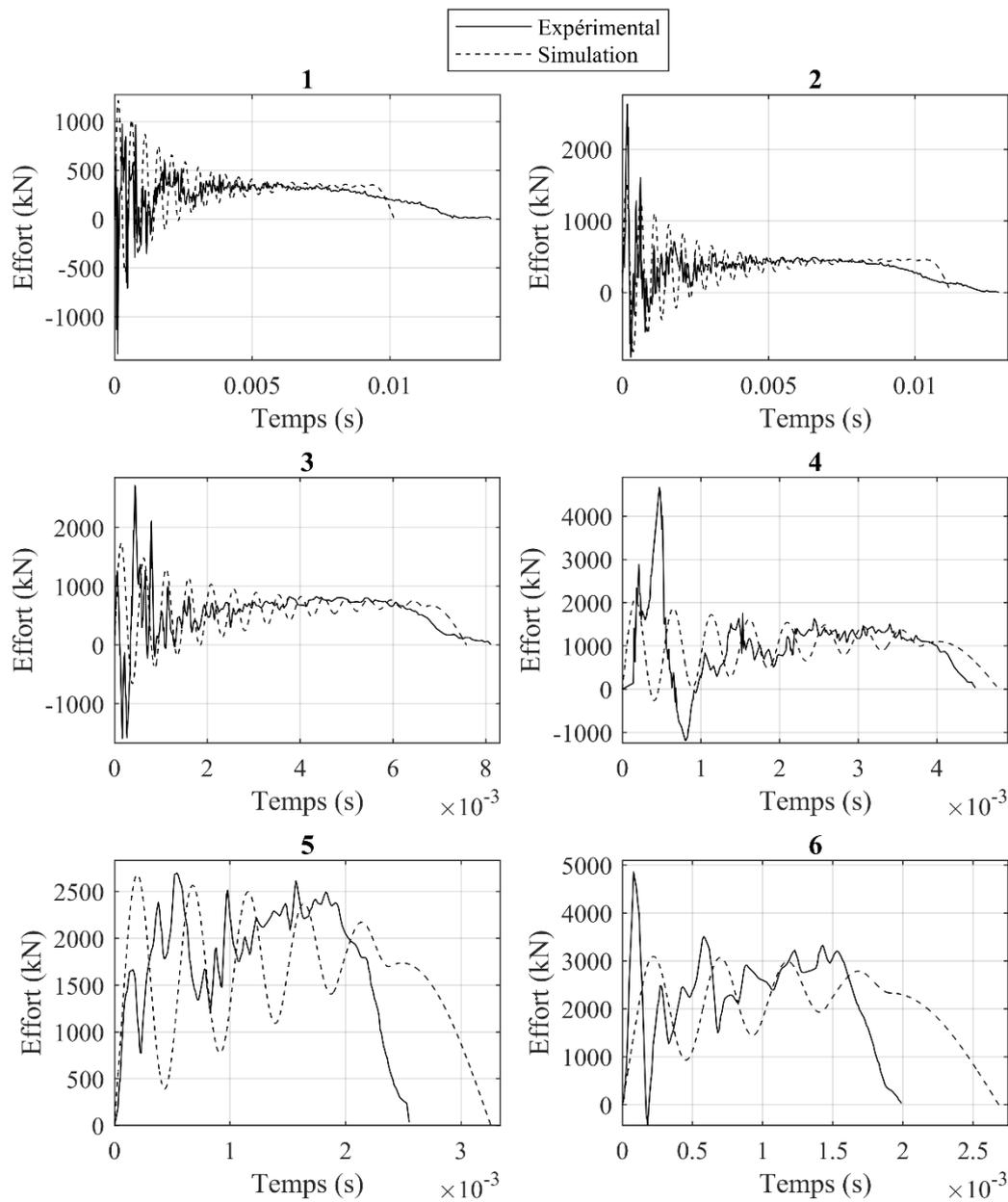


Figure IV-15 Signaux d'effort mesurés et prédits pour six coups consécutifs sur un lopin en aluminium

Pour le temps de forgeage total jusqu'au retour de l'effort à zéro, la hauteur finale du lopin et l'effort final sont respectivement présentés en Figure IV-16, Figure IV-17 et Figure IV-18. Les indicateurs déterminés en simulation et expérimentalement présentent les mêmes tendances d'évolution. Néanmoins, le temps de forgeage et la hauteur finale du lopin sont globalement surestimés en simulation, tandis que l'effort de forgeage est légèrement sous-estimé par rapport aux signaux expérimentaux. Cela pourrait s'expliquer par une incertitude sur la détermination des paramètres du modèle BIM. De plus, comme pour les simulations sur le lopin en acier, le modèle ne parvient pas à prédire le retour élastique. L'augmentation de l'erreur relative avec le nombre de coups peut aussi être notée pour les trois indicateurs, cela s'explique par l'accumulation d'erreurs dues aux simulations consécutives.

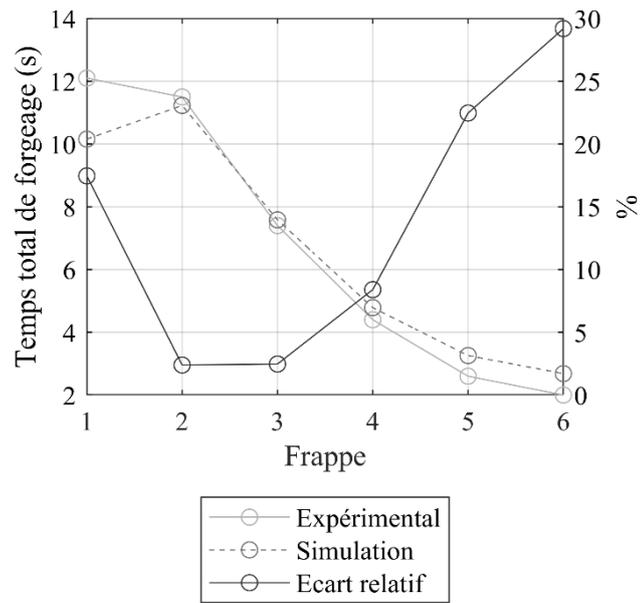


Figure IV-16 Temps de forgeage expérimental et prédit pour six coups consécutifs sur un lopin en aluminium

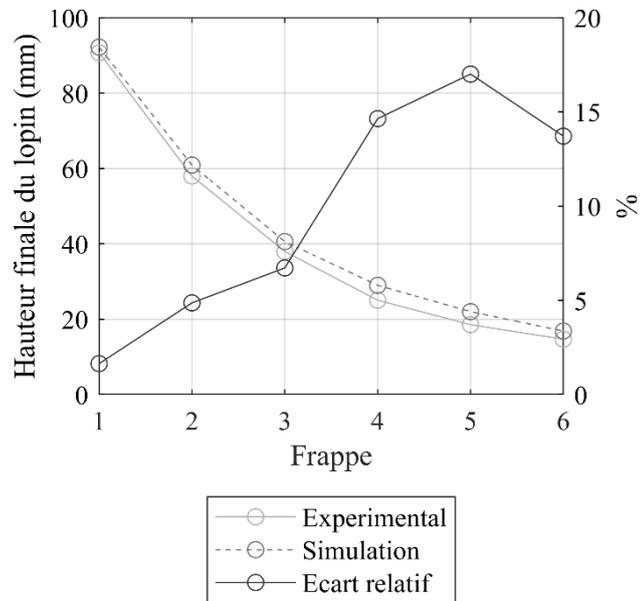


Figure IV-17 Hauteur finale du lopin expérimentale et prédite pour six coups consécutifs sur un lopin en aluminium

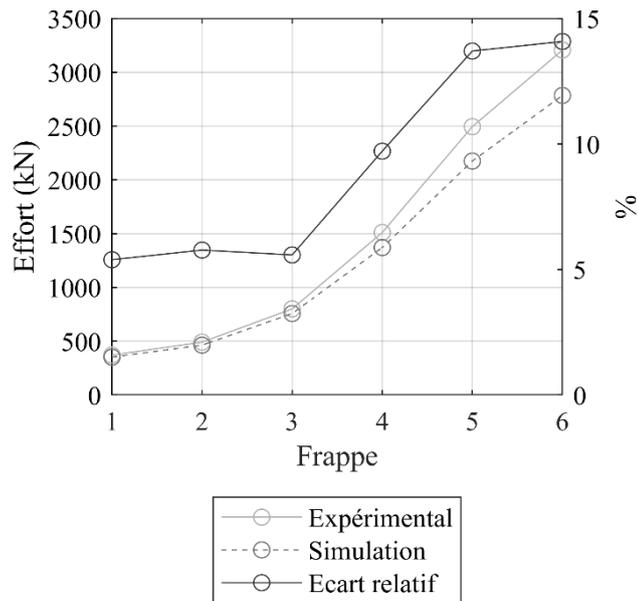


Figure IV-18 Effort de forgeage maximal expérimental et prédit pour six coups consécutifs sur un lopin en aluminium

L'augmentation de l'effort final et la diminution du temps de forgeage avec le nombre de coups sont aussi observées expérimentalement dans la littérature (Haller 1983). Pendant le processus de forgeage, la section en contact avec les outils augmente, ainsi un effort de forgeage plus élevé est nécessaire pour atteindre la contrainte d'écoulement requise pour déformer le lopin. L'augmentation de l'effort de forgeage appliqué par le lopin sur m_1 implique alors une décélération plus rapide de m_1 , expliquant la diminution du temps de forgeage.

2.3 Exploitation du modèle BIM pour la détermination de l'efficacité et de la distribution énergétique

La distribution de l'énergie à la fin du processus de forgeage et l'efficacité pour chacun des six coups prédits sur la billette en aluminium sont présentées en Figure IV-19. Etant donné que la masse m_2 est très faible, l'énergie cinétique associée est négligeable, ainsi elle n'est pas représentée en Figure IV-19.

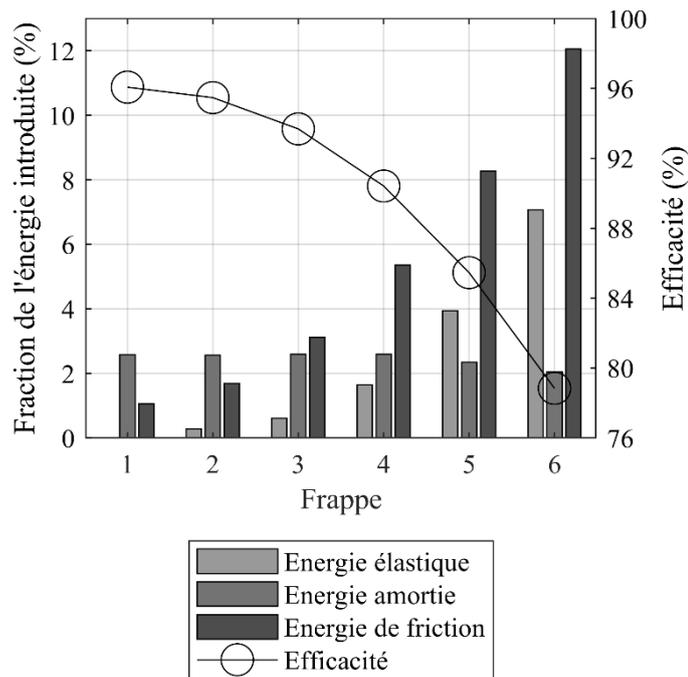


Figure IV-19 Efficacité et distribution de l'énergie à la fin du procédé de forgeage pour six coups consécutifs sur un lopin en aluminium

L'énergie dissipée dans le frottement augmente avec le nombre de coups car la section en contact avec les outils augmente. Étant donné que l'effort de forgeage est plus élevé coup après coup, et que les déformations élastiques sont proportionnelles à l'effort appliqué, l'énergie élastique dans le système augmente. L'unique amortisseur du modèle relie m_2 au bâti, ainsi seul le mouvement de la masse m_2 est amorti. Pour chaque coup, l'énergie amortie correspond à l'énergie cinétique initiale de la masse m_2 . La Figure IV-15 montre que les vibrations du deuxième mode vibratoire sont presque complètement amorties quelle que soit la frappe. Cela explique que la valeur de l'énergie amortie reste stable par rapport à l'énergie introduite initialement. Par ailleurs, le temps de forgeage étant plus court pour les derniers coups, l'onde du deuxième mode vibratoire n'est pas atténuée en intégralité à la fin de la frappe. Ainsi, moins d'énergie est amortie par le système, ce qui explique la très légère baisse de 0,5% de l'énergie amortie sur les six coups.

2.4 Synthèse

La méthodologie décrite en chapitre II et mise au point sur un cas de la littérature, a pu être appliquée à un deuxième marteau pilon simple-effet. Avec une machine et un outillage donné, les refoulements d'un lopin en acier et d'un lopin en aluminium ont été effectués en plusieurs frappes. Le modèle décrivant le comportement du système {machine + outillages} a pu être défini et ses paramètres identifiés en exploitant la septième frappe sur le lopin en acier. Ce même modèle avec ses paramètres a ensuite été vérifié par la simulation de la première et de la troisième frappe sur le lopin en acier, puis a également servi à prédire six frappes consécutives sur le lopin en aluminium. Les résultats montrent le caractère prédictif du modèle lors de frappes multiples et l'indépendance des paramètres identifiés vis-à-vis du matériau du lopin « référence » ayant permis l'identification des paramètres du modèle. Enfin, l'analyse de la distribution de l'énergie en fin de forgeage a montré la diminution de l'énergie utile à la déformation plastique, coup après coup, au profit de l'énergie élastique et de l'énergie dissipée

en friction. Ces résultats sont en adéquation avec les résultats numériques et expérimentaux issus de la littérature (Vajpayee *et al.* 1979 ; Haller 1983 ; Altan *et al.* 2005). Pour les frappes étudiées, contrairement à l'énergie élastique et l'énergie de friction, l'énergie amortie reste relativement stable avec une très légère diminution avec le nombre de coups.

La campagne d'essais exploitée dans cette partie n'était pas spécifiquement dédiée à ces travaux de thèse initialement. Du fait des moyens utilisés, les mesures de l'effort et de la vitesse d'impact présentent des incertitudes importantes qui se répercutent sur les prédictions du modèle. Par ailleurs, le forgeage à chaud des lopins implique d'estimer la contrainte d'écoulement à partir de mesures expérimentales. L'estimation de la contrainte d'écoulement du matériau à partir d'une loi rhéologique et de coefficients issus d'une base de données nécessite de mettre en place un protocole où les conditions thermiques sont maîtrisées. Dans la partie qui suit, une démarche dédiée dans laquelle les moyens d'instrumentation et le protocole ont été renforcés, est appliquée à une presse à vis disponible au laboratoire.

3. Identification d'un modèle lors d'une frappe outil contre outil et couplage faible du modèle BIM avec un modèle éléments-finis : Mise en œuvre sur presse à vis

Le chapitre II et la partie précédente ont montré qu'il est possible de définir un modèle du comportement de l'opération de refoulement pour un pilon simple-effet et d'en identifier les paramètres grâce à la mesure de certains paramètres opératoires et grandeurs caractéristiques de forgeage. Néanmoins, ce processus d'identification implique de réaliser des hypothèses sur la modélisation du comportement du lopin, concernant sa rhéologie et les phénomènes de frottement à l'interface avec les outils. De fait, ces hypothèses engendrent un écart entre l'effort de forgeage prédit et l'effort réel. Dans cette partie, un protocole est proposé pour s'affranchir du comportement du matériau et des phénomènes de frottement, en identifiant les paramètres du modèle lors d'une frappe entre l'outil supérieur et l'outil inférieur, appelée frappe outil contre outil. L'essai, détaillé par la suite, a été réalisé sur la presse à vis du laboratoire. Par la suite, le modèle ainsi identifié est complété pour considérer le comportement d'un lopin. Ce modèle est alors utilisé pour prédire les efforts de forgeage et le déplacement des outils, lors d'une frappe sur une billette en cuivre. Dans un premier temps, les efforts de forgeage sont calculés grâce à la méthode des tranches et un modèle rhéologique considérant une contrainte d'écoulement constante. Dans un deuxième temps, pour s'affranchir des hypothèses simplificatrices de la méthode des tranches et pouvoir considérer les phénomènes d'écrouissage, un couplage faible est proposé entre un modèle éléments-finis et le modèle BIM pour le calcul des efforts de forgeage. La méthode des tranches est ensuite exploitée à nouveau afin de simuler des frappes consécutives sur le lopin en cuivre. Enfin, l'évolution de la distribution de l'énergie et de l'efficacité du processus sont étudiées lors des frappes multiples.

3.1 Définition du modèle et identification des paramètres

3.1.1 Protocole expérimental

Afin d'étudier le comportement de l'opération de forgeage sur la presse à vis à entraînement direct, trois frappes outil contre outil sont effectuées avec une consigne de 2,8 kJ. Un capteur d'effort intégré à l'outillage, le SCAIME ML11 est directement fixé sur le porte-outil inférieur de la presse. L'outil inférieur est vissé sur le capteur et l'outil supérieur est fixé sur le porte-outil

supérieur (Figure IV-20), les deux outils étant des tas plans. Le moteur entraîne le volant d'inertie jusqu'à ce que le coulisseau atteigne une position prédéfinie avant l'impact. Une fois cette position atteinte le moteur s'arrête, ainsi, à l'exception du poids du coulisseau, qui peut être négligé, plus aucune action n'est exercée sur le système {Volant + Vis + Coulisseau}. Cela signifie que lors du forgeage, l'énergie introduite provient exclusivement de l'énergie cinétique de ces éléments à l'impact.

Lors de chaque frappe, l'effort mesuré par le capteur d'effort intégré à l'outillage et le capteur d'effort de la presse sont enregistrés. De plus, le déplacement du coulisseau est mesuré, l'origine étant définie comme le point mort bas, c'est-à-dire le contact entre les outils. La vitesse d'impact est calculée à partir du signal de déplacement délivré par le codeur magnétique incrémental intégré à la machine. Cette vitesse est répétable et égale à 0,20 m/s pour les trois essais.

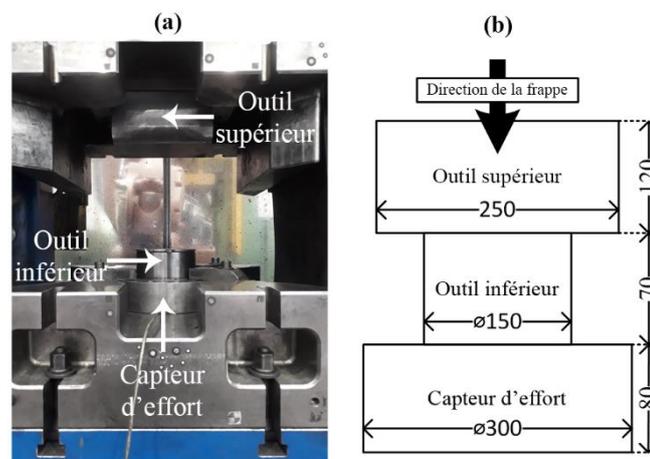


Figure IV-20 a) Vue du montage expérimental b) Schéma du montage expérimental (dimensions en mm)

La Figure IV-21 montre l'évolution de trois signaux : l'effort mesuré par chacun des deux capteurs et le déplacement du coulisseau. Pour chacune des grandeurs physiques mesurées, les trois courbes issues des trois essais se superposent. Les écarts résiduels entre les différents essais sont très faibles et sont attribués au bruit de mesure : l'expérience est donc considérée répétable. Par conséquent, dans l'étude qui suit, un seul essai sera retenu pour définir le modèle décrivant le comportement de l'opération de forgeage.

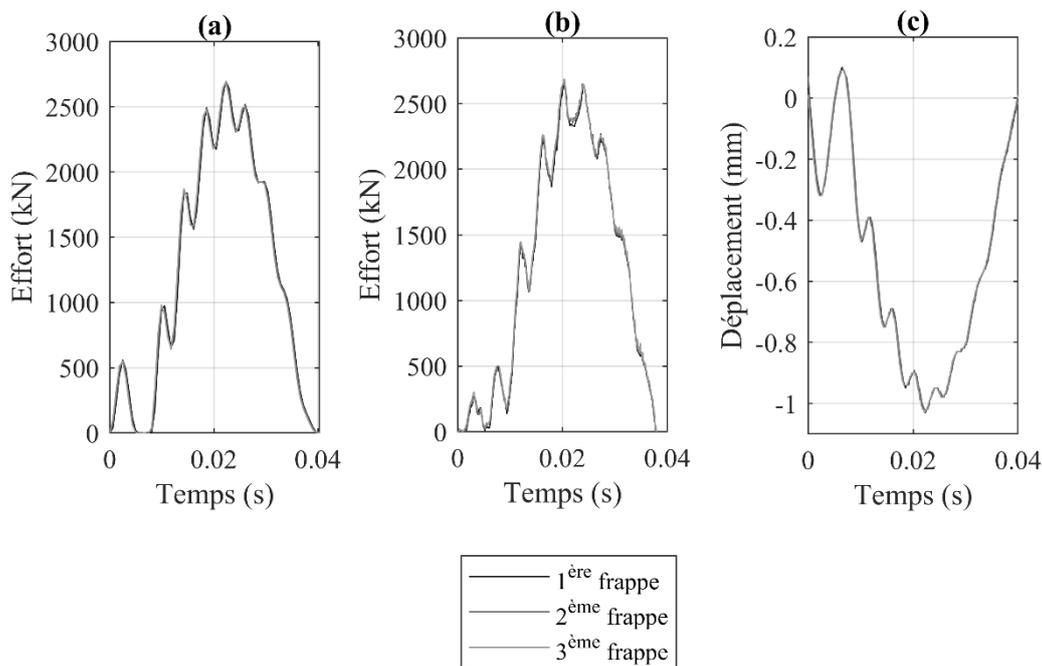


Figure IV-21 Evolution de trois signaux au cours de trois frappes outil contre outil a) l'effort mesuré par le capteur intégré à l'outillage b) effort mesuré par le capteur de la presse c) déplacement du coulisseau mesuré par la presse

Les différentes phases lors d'une frappe outil contre outil sont présentées en Figure IV-22. L'étude du déplacement du coulisseau met en évidence que l'outil supérieur impacte l'outil inférieur à deux reprises durant la frappe. A $t=0$ les outils entrent en contact, l'outil supérieur est alors à la vitesse v_0 (Figure IV-22 a)). Les efforts exercés par l'outil supérieur sur l'outil inférieur engendrent une déformation élastique du bâti (Figure IV-22 b)). Le coulisseau est ensuite repoussé dans le sens inverse de la frappe (Figure IV-22 c)), l'effort diminue. Cela correspond au retour élastique jusqu'à la perte de contact entre les outils où l'effort mesuré par le capteur intégré à l'outillage devient nul. Puis, le coulisseau est accéléré à nouveau dans le sens de la frappe (Figure IV-22 d)). L'outil supérieur heurte alors une seconde fois l'outil inférieur à la vitesse v_0 (Figure IV-22 e)). Le fait que l'outil supérieur impacte à deux reprises l'outil inférieur peut s'expliquer par la combinaison de deux effets : des déformations élastiques et des rattrapages de jeux dans la liaison entre le coulisseau et la vis. Le premier contact entre les outils est bref : 4,9 ms pour une durée totale de la frappe de 37,2 ms. Le premier contact entre les deux outils sera négligé par la suite, car il n'est pas possible de modéliser les phénomènes de jeux avec un modèle masses-ressorts-amortisseurs. Affiner le modèle pour considérer le phénomène de rebond en simulation pourrait être une perspective d'amélioration.

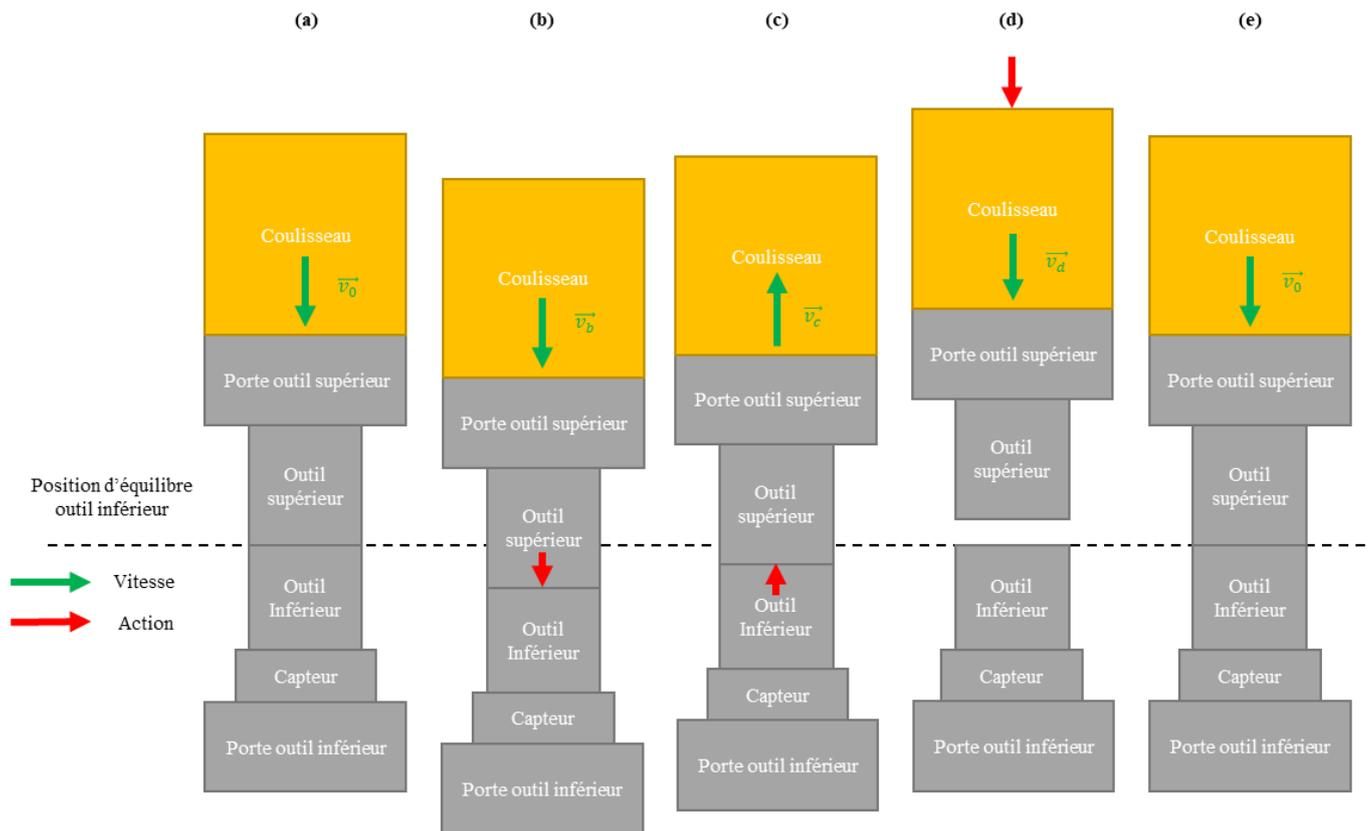


Figure IV-22 Illustration des différentes phases durant une frappe outil contre outil a) au premier impact b) durant la déformation du bâti c) durant le retour élastique d) durant la perte de contact e) au deuxième impact

3.1.2 Définition du modèle lors d'une frappe outil contre outil

Le spectre d'amplitude associé au signal d'effort lors d'une frappe outil contre outil est présenté en Figure IV-23. Seulement le deuxième contact de la frappe est considéré pour l'analyse spectrale. Le spectre met en évidence deux pics, l'un correspondant à la porteuse (0 Hz) et l'autre aux oscillations autour de la porteuse (245 Hz). Le comportement de la machine et des outillages sera donc modélisé par un système à deux degrés de liberté.

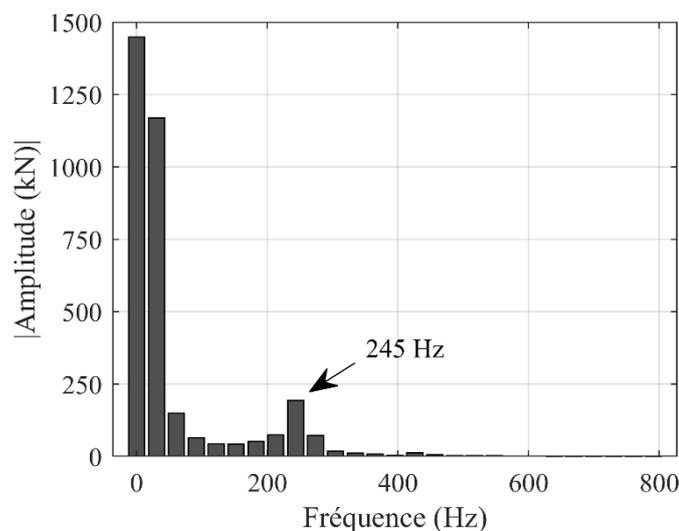


Figure IV-23 Spectre d'amplitude associé au signal d'effort mesuré pour une frappe outil contre outil

Le modèle masses-ressorts-amortisseurs décrivant le comportement du système {machine + outillages} est présenté en Figure IV-24. Le modèle n'est valable que lors de la frappe, en effet, une fois que le contact entre les outils est perdu, le capteur intégré à l'outillage n'a plus d'influence sur l'outil supérieur. Ce modèle est constitué de deux masses, deux amortisseurs et trois ressorts. Les deux masses représentent les éléments en mouvement dans le système (outils, porte-outils, coulisseau, vis, volant d'inertie). Le ressort k_{Moving} et l'amortisseur c_{Moving} relient les deux masses. Ils traduisent respectivement les déformations élastiques et l'effet d'amortissement entre les pièces en mouvement dans le système. Le ressort k_{Fixed} et l'amortisseur c_{Fixed} traduisent les déformations élastiques et l'effet d'amortissement de la structure. Le capteur d'effort intégré dans l'outillage inférieur a une influence sur le comportement du système et doit être pris en compte car sa raideur est relativement faible par rapport à d'autres éléments de la presse. Par conséquent, le ressort k_{Sensor} est introduit dans le modèle. Ce ressort est lié à la masse m_2 et à la partie fixe.

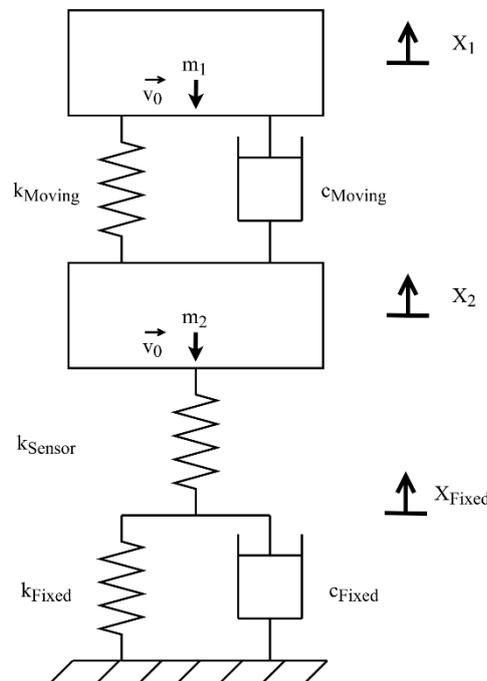


Figure IV-24 Modèle du système {machine + outillages + capteur} pour une frappe outil contre outil

L'application du principe fondamental de la dynamique à la masse m_1 puis à la masse m_2 fournit les équations dynamiques du système (IV-5) et (IV-6). Le ressort k_{Sensor} et le système de Kelvin-Voigt constitué du ressort k_{Fixed} et de l'amortisseur c_{Fixed} sont en série. Ainsi, l'effort appliqué au ressort k_{Sensor} et au système de Kelvin-Voigt est le même, cette égalité est écrite en équation (IV-7).

$$m_1 \ddot{X}_1 = -k_{Moving}(X_1 - X_2) - c_{Moving}(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) \quad (IV-5)$$

$$m_2 \ddot{X}_2 = k_{Moving}(X_1 - X_2) + c_{Moving}(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) - k_{Sensor}(X_2 - X_{Fixed}) \quad (IV-6)$$

$$-k_{Sensor}(X_2 - X_{Fixed}) = -k_{Fixed}X_{Fixed} - c_{Fixed}\dot{X}_{Fixed} \quad (IV-7)$$

avec X_1 le déplacement de la masse m_1 , X_2 le déplacement de la masse m_2 et X_{Fixed} le déplacement du point supérieur du ressort k_{Fixed} , par rapport à leurs positions initiales à $t=0$. À $t=0$, les déplacements des masses sont fixés à 0 et une même vitesse égale à -0,20 m/s est

associée à la masse m_1 et à la masse m_2 . La rigidité k_{Sensor} du capteur intégré à l'outillage est fixée à 6,67 GN/m conformément à la documentation du capteur. Le pas de calcul est fixé à 10^{-4} s grâce à l'étude de convergence présentée en Annexe 4.

3.1.3 Identification des paramètres

Les paramètres du modèle sont identifiés grâce à une optimisation dont le set de paramètres de départ est choisi en accord avec les caractéristiques physiques de la machine (Tableau IV-9).

Tableau IV-9 Paramètres initiaux pour l'identification des paramètres du modèle lors d'une frappe outil contre outil

m_1	133 000 kg
m_2	3000 kg
c_{Moving}	10^5 N.s/m
c_{Fixed}	10^5 N.s/m
k_{Moving}	$2,0 \cdot 10^{10}$ N/m
k_{Fixed}	$2,0 \cdot 10^{10}$ N/m

Une étude de convergence de l'optimisation selon un critère sur l'évolution de la fonction coût a été réalisée (Annexe 5). La sensibilité de l'optimisation au set de paramètres de départ est évaluée, 60 nouveaux sets de paramètres de départ sont générés à partir d'une perturbation de $\pm 30\%$ selon une loi uniforme du set de paramètres de référence. Sur les 60 optimisations, trois n'ont pas abouti : le nombre maximal d'itérations de l'algorithme est atteint avant que le critère de convergence n'ait été satisfait. Ces trois optimisations sont écartées de l'analyse. La Figure IV-25 présente les paramètres et la fonction coût obtenus pour les 57 optimisations, la ligne rouge correspond aux paramètres identifiés et à la fonction calculée pour le set de paramètres de référence ayant permis la génération des 60 sets de départ. 50 optimisations convergent vers la même solution. Par ailleurs, sept optimisations convergent vers des solutions différentes, dont les fonctions coûts sont plus élevées que pour les autres optimisations. Cela signifie que ces solutions correspondent à des minimums locaux et non à une solution globale. Etant donné la convergence des 50 optimisations vers la même solution, il est raisonnable de penser qu'une solution globale a été identifiée.

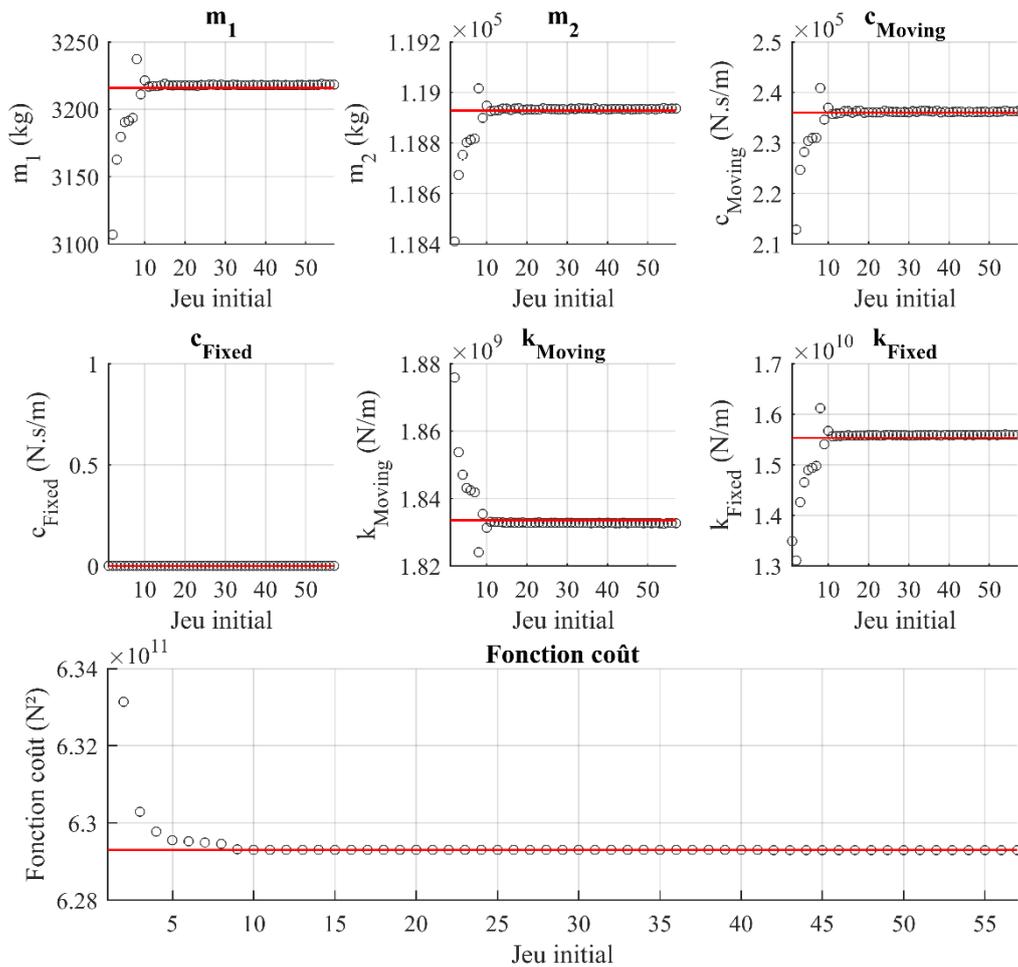


Figure IV-25 Etude de la sensibilité de l'optimisation au set de paramètres de départ pour le modèle BIM associé à la presse à vis

Le Tableau IV-10 présente le set de paramètres associé à la fonction coût la plus faible et le Tableau IV-11 montre la comparaison entre les grandeurs issues de l'identification et les grandeurs obtenues lors d'une étude antérieure (Durand *et al.* 2018). Cette étude a été réalisée sur la même machine et a permis l'identification de la raideur globale du système en statique et de celle des montants de la machine. Du fait que les ressorts soient en série dans le modèle (Figure IV-24), la raideur globale du système en statique s'exprime telle que $k_{Global} = (1/k_{Moving} + 1/k_{Fixed})^{-1}$. Par ailleurs, le comportement élastique de tous les éléments qui ne sont pas en mouvement dans le système est considéré à travers le ressort k_{Fixed} . Cela prend en compte les montants mais aussi d'autres éléments de la structure de la machine ou des outillages. Le paramètre c_{Fixed} est identifié à 0, tout comme au chapitre II pour le marteau pilon simple-effet (Yoneyama *et al.* 2018). Sur une demi-période, l'amortissement de l'onde est très faible, il est nécessaire d'observer plusieurs oscillations pour mettre en évidence des phénomènes d'amortissement. Par conséquent lors du forgeage les effets de l'amortissement de c_{Fixed} ne sont pas observables et peuvent être négligés.

Tableau IV-10 Paramètres identifiés pour le modèle d'une frappe outil contre outil à partir de l'effort issu du capteur intégré à l'outillage

m_1	118 936 kg
m_2	3218 kg
C_{Moving}	$2,36 \cdot 10^5$ N.s/m
C_{Fixed}	0 N.s/m
k_{Moving}	$1,83 \cdot 10^9$ N/m
k_{Fixed}	$1,56 \cdot 10^{10}$ N/m

Tableau IV-11 Comparaison entre grandeurs issues de l'identification et grandeurs obtenues lors d'une étude antérieure (Durand et al. 2018)

Grandeur	Identifiée	(Durand et al. 2018)	Ecart relatif
Masse équivalente	122 154 kg	136 000 kg	10%
Masse coulisseau	3218	3000	7%
Raideur globale	$1,64 \cdot 10^9$ N/m	$2,50 \cdot 10^9$ N/m	42%
Raideur du montants	$1,56 \cdot 10^{10}$ N/m	$1,16 \cdot 10^{10}$ N/m	29%

La comparaison entre les grandeurs issues de l'identification et celles de l'étude antérieure, tend à valider la pertinence des paramètres identifiés. Les paramètres k_{Moving} et k_{Fixed} sont des paramètres peu sensibles dans le modèle, ainsi les écarts peuvent être considérés faibles entre les raideurs identifiées et celles de la précédente étude.

La Figure IV-26 montre l'effort enregistré par le capteur intégré à l'outillage et l'effort calculé en k_{Sensor} avec les paramètres du Tableau IV-10. Le modèle et les paramètres retenus permettent de simuler un signal d'effort de même allure que l'effort mesuré. Après avoir dépassé l'effort maximal, les vibrations du signal prédit sont d'une amplitude plus forte et déphasée par rapport au signal expérimental. Cela semble montrer que le comportement de la machine change durant le retour élastique. A la fin de la frappe, l'effort issu du capteur intégré à l'outillage tend vers 0, tandis que le signal calculé continu à diminuer après avoir atteint 0. Cette différence est due à la perte du contact entre les outils qui n'est pas modélisée en simulation. Le modèle continue à calculer l'effort au ressort k_{Sensor} après que celui-ci ait repris sa longueur initiale, l'effort devient alors négatif et n'a plus de sens physique.

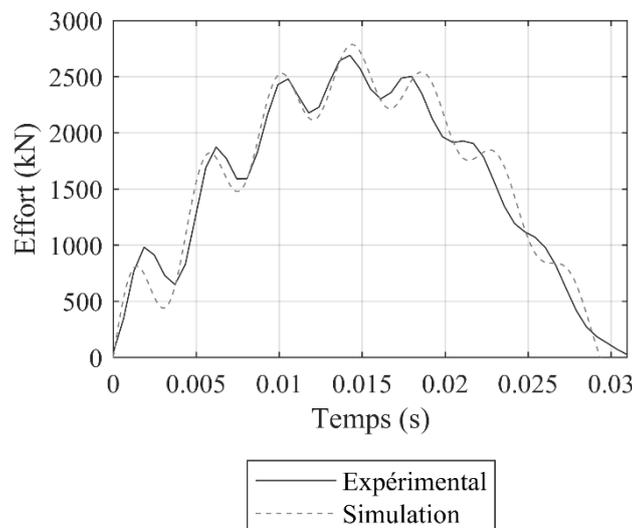


Figure IV-26 Signaux expérimentaux et prédits avec les paramètres identifiés pour une frappe outil contre outil

3.1.4 Simulation de l'effort au niveau du capteur d'effort intégré à la presse

La Figure IV-27 montre l'effort mesuré par le capteur de la presse et l'effort calculé par le modèle BIM au ressort k_{Moving} . L'effort calculé est calé sur le second impact entre les outils puisque le premier contact ne peut pas être décrit par le modèle. A l'instant du second impact, l'effort mesuré par le capteur de la presse n'est pas nul, car le capteur est toujours sollicité lors de la perte de contact entre les outils. La structure a été excitée, cela conduisant à des vibrations mesurées par le capteur de la presse, sensible aux déformations. De plus, ce capteur subit probablement les effets de torsion, dus à la rotation de la vis. Tant que les vibrations ne sont pas complètement atténuées, le capteur de la presse mesure un effort, ce qui peut expliquer que le signal n'atteint pas zéro avant le second impact.

La comparaison entre l'effort mesuré par le capteur de la presse et l'effort calculé au ressort k_{Moving} montre que l'onde porteuse est la même pour les deux signaux avec une amplitude et une fréquence égale. Les vibrations du deuxième mode vibratoire des deux signaux sont en phase, mais la simulation sous-estime l'amplitude des oscillations.

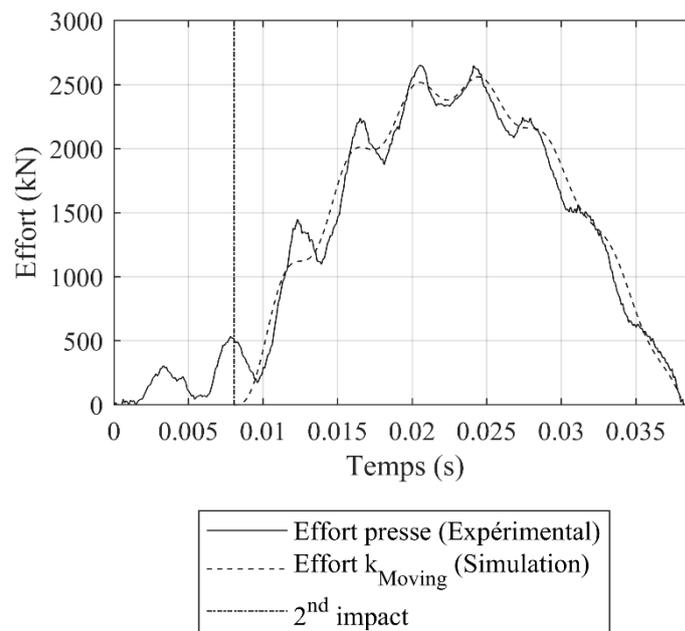


Figure IV-27 Effort mesuré par le capteur de la presse lors d'une frappe outil contre outil et effort prédit en k_{Moving} par le modèle

Une analyse spectrale est réalisée pour les deux signaux afin d'étudier le deuxième mode vibratoire (Figure IV-28). Les fréquences d'oscillation sont proches mais les amplitudes présentent un écart. Il peut être attribué aux paramètres du modèle qui ont été identifiés grâce à l'effort issu du capteur intégré à l'outillage et non pas l'effort issu du capteur de la presse. Néanmoins, la similitude entre les deux signaux tend à montrer que l'effort prédit au ressort k_{Moving} représente l'effort au niveau du capteur intégré à la presse, cela malgré une modélisation ne tenant pas compte de la conception de la machine.

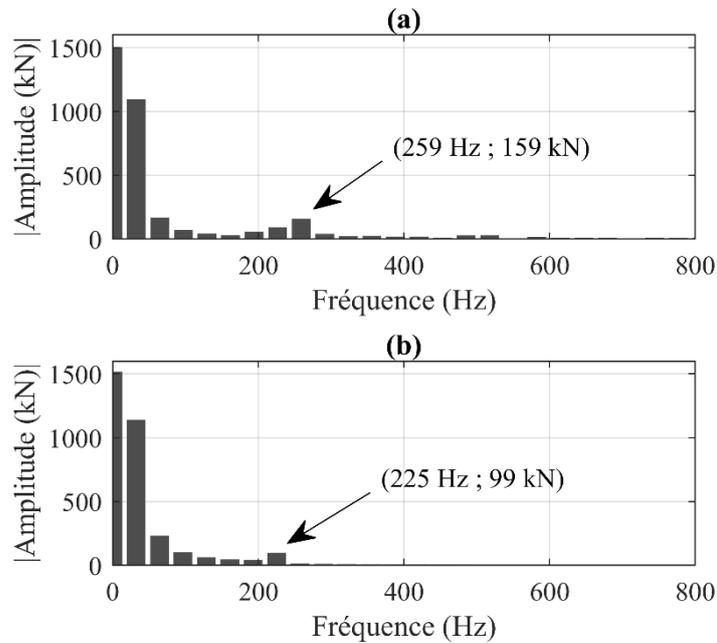


Figure IV-28 Spectres d'amplitude associés aux signaux d'effort a) mesuré par le capteur de la presse b) prédit au ressort k_{Moving}

3.2 Prédicativité du modèle

Dans cette section, le comportement du lopin est intégré au modèle, décrivant le comportement de la machine et des outillages et qui a été développé grâce à la frappe outil contre outil. Ce type de frappe n'est pas représentatif d'une opération de forgeage, pour valider le modèle, il est donc nécessaire d'analyser la simulation d'une frappe sur un lopin. Ainsi, le refoulement d'un lopin en cuivre à froid est simulé et les résultats sont comparés à des mesures expérimentales. Le modèle du lopin est ensuite affiné pour prendre en compte les phénomènes d'écroutissage grâce au couplage faible, dans le but de fournir une représentation plus fidèle à la réalité. Puis, plusieurs coups consécutifs sont simulés pour analyser la capacité du modèle à prédire la transition du choc inélastique au choc élastique ainsi que sa capacité à prédire la baisse d'efficacité du processus. Pour toutes les simulations réalisées à partir de ce point, le modèle et les paramètres identifiés sont ceux obtenus à partir de la frappe outil contre outil en section 3.1.

3.2.1 Frappe sur un cylindre en cuivre

3.2.1.1 Protocole expérimental

L'essai est réalisé dans les conditions expérimentales présentées dans le Tableau IV-12.

Tableau IV-12 Condition expérimentales pour le refoulement du lopin en cuivre

Hauteur initiale	59,7 mm
Diamètre initial	29,9 mm
Lubrification	Aucune
Température initiale du lopin	Ambiante

En ce qui concerne les conditions opératoires, la machine est paramétrée pour développer 20,5 kJ à l'instant de l'impact. Comme précédemment, les efforts issus du capteur intégré à l'outillage et du capteur de la presse sont enregistrés durant la frappe. Le déplacement du

coulisseau est également enregistré, ce qui permet de déterminer la vitesse d'impact entre l'outil et le lopin, égale à 0,51 m/s. Après le forgeage de la pièce, la hauteur du lopin en cuivre est mesurée et est égale à 19,8 mm.

3.2.1.2 Définition du modèle Billette-Interface-Machine pour la presse à vis

Une frappe outil contre outil est équivalente à une frappe sur un lopin infiniment rigide qui transmettrait idéalement l'effort entre la masse m_2 et le ressort k_{Sensor} . Dans cette section, le modèle évolue pour considérer l'effort F appliqué par le lopin sur la masse m_1 et le ressort k_{Sensor} (Figure IV-29). L'absence de l'amortisseur de la partie fixe peut être notée, du fait de l'identification du paramètre c_{Fixed} à 0.

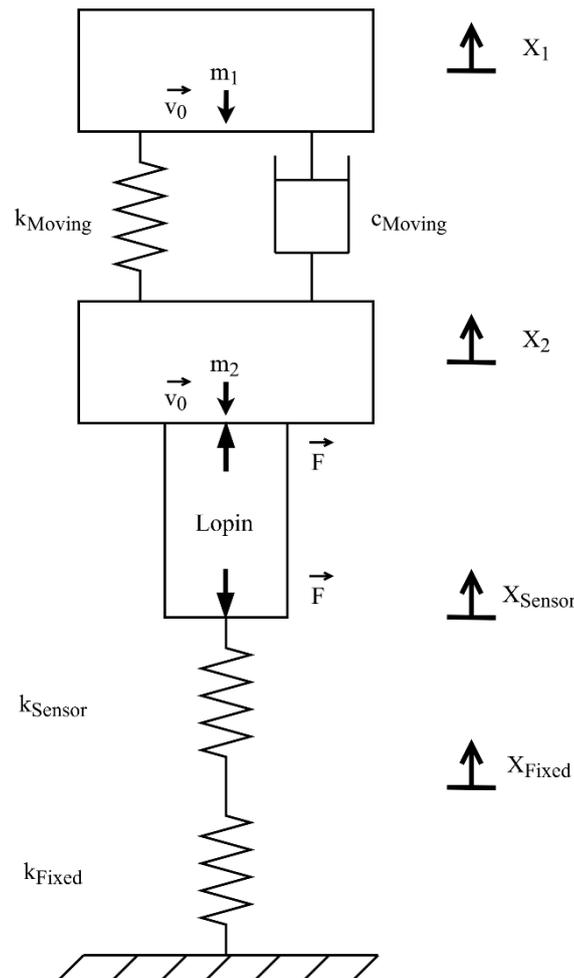


Figure IV-29 Modèle BIM pour le système presse-outillages de la SPR400

Les équations du mouvement du système, introduites précédemment, sont complétées pour prendre en compte le comportement du lopin :

$$m_2 \ddot{X}_2 - k_{Moving}(X_1 - X_2) - c_{Moving}(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) = F \quad (IV-8)$$

$$-k_{Sensor}(X_{Sensor} - X_{Fixed}) = F \quad (IV-9)$$

L'effort de forgeage est calculé à partir du modèle issu de la méthode des tranches. Dans la littérature, le coefficient de frottement pour le forgeage du cuivre varie entre 0,05 et 0,15 (Yang et Yoo 1997 ; Altan *et al.* 2005 ; Wang et Suzuki 2018). L'essai étant réalisé sans aucune

lubrification, ni du lopin ni des outils, la valeur maximale observée de 0,15 est considérée pour les simulations qui suivent.

En ce qui concerne la contrainte d'écoulement σ_0 , elle est calculée à partir de l'effort maximal et de la hauteur finale du lopin obtenus expérimentalement ainsi qu'à partir du coefficient de frottement, ce qui donne une valeur de 350 MPa. Le comportement élastique du matériau est considéré, la littérature indique une valeur de 110 GPa pour le module de Young du cuivre (Dao *et al.* 2006).

Au début de la simulation, la masse m_I est en contact avec le lopin et les vitesses initiales des deux masses sont fixées à -0,51 m/s comme dans les conditions expérimentales.

3.2.1.3 Comparaison entre résultats expérimentaux et numériques pour une frappe sur un lopin en cuivre

L'effort mesuré par le capteur intégré à l'outillage et l'effort calculé pour le ressort k_{Sensor} sont présentés en Figure IV-30. La figure montre également le déplacement du coulisseau obtenu par les mesures expérimentales et par la simulation.

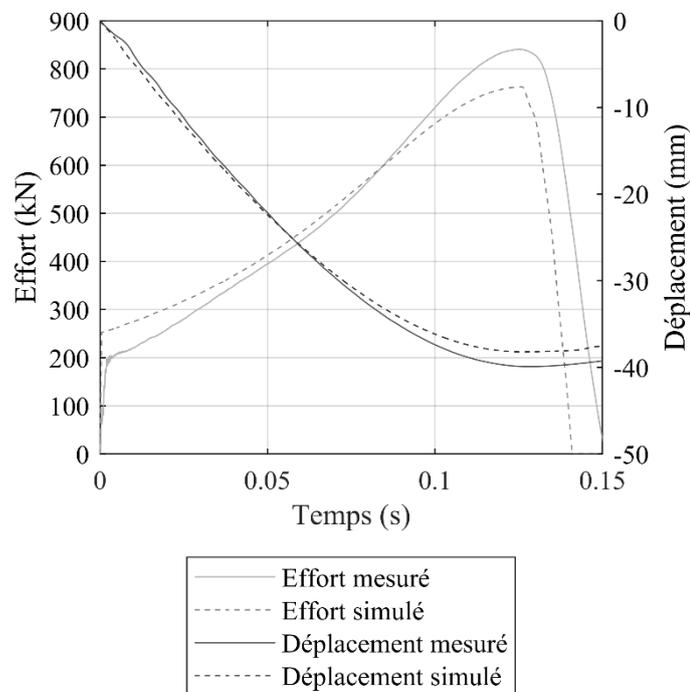


Figure IV-30 Effort mesuré avec le capteur intégré à l'outillage et déplacement de coulisseau mesuré avec le capteur de la presse, effort prédit au ressort k_{Sensor} et déplacement prédit pour la masse m_I

Le Tableau IV-13 montre les indicateurs obtenus à partir des résultats expérimentaux et de la simulation. L'écrouissage se caractérise par une augmentation de la contrainte d'écoulement sous l'effet de la déformation plastique du matériau. Pour de faibles déformations, les effets de l'écrouissage sont particulièrement élevés, or ce phénomène n'est pas considéré dans la simulation. Ainsi, la contrainte d'écoulement, fixée à la valeur estimée lorsque l'effort est maximal, est surestimée au début de la simulation par rapport aux conditions expérimentales. Il en résulte que l'effort est lui aussi surestimé durant la même phase. L'énergie introduite lors de la frappe est alors consommée plus rapidement en simulation qu'expérimentalement, ce qui implique un temps de forgeage plus court et une déformation plus faible du lopin en simulation. Etant donné que la déformation finale prédite est moins élevée que la déformation

expérimentale, l'effort maximal est lui aussi plus faible. Comme pour le pilon simple-effet, le modèle ne fournit pas une bonne représentation de l'effort lors du retour élastique.

Tableau IV-13 Indicateurs pour le signal d'effort issu du capteur intégré à l'outillage et prédit en k_{Sensor} pour la frappe sur le lopin en cuivre

	Expérimental	Simulation	Ecart relatif
Effort maximal (kN)	841	762	9%
Temps de forgeage (ms)	124,7	125,8	< 1%
Haute finale du lopin (mm)	19,8	21,7	10%
Temps du retour élastique (ms)	26,6	15,2	43%

La Figure IV-31 présente l'effort mesuré avec le capteur d'effort de la presse et l'effort prédit en k_{Moving} . Les vibrations du deuxième mode vibratoire peuvent être observées sur le signal expérimental et sur le signal calculé. L'amplitude des vibrations du signal calculé est moins importante que celle du signal expérimental. Concernant l'effort maximal, le temps de forgeage et le retour élastique, les résultats sont les mêmes que pour les signaux précédents. L'effort prédit au ressort k_{Moving} correspond donc à l'effort mesuré par le capteur de la presse.

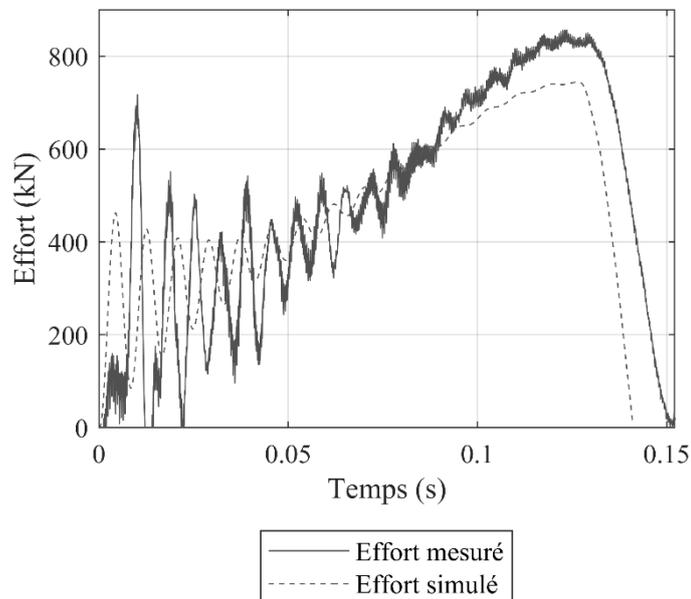


Figure IV-31 Effort mesuré par le capteur d'effort de la presse et effort prédit au ressort k_{Moving} pour la frappe sur le lopin en cuivre

La Figure IV-32 montre les spectres d'amplitude associés aux deux signaux pour l'étude du deuxième mode vibratoire. Les spectres d'amplitude sont similaires, les légers écarts entre les valeurs expérimentales et prédites s'expliquent par l'incertitude sur les paramètres du modèle.

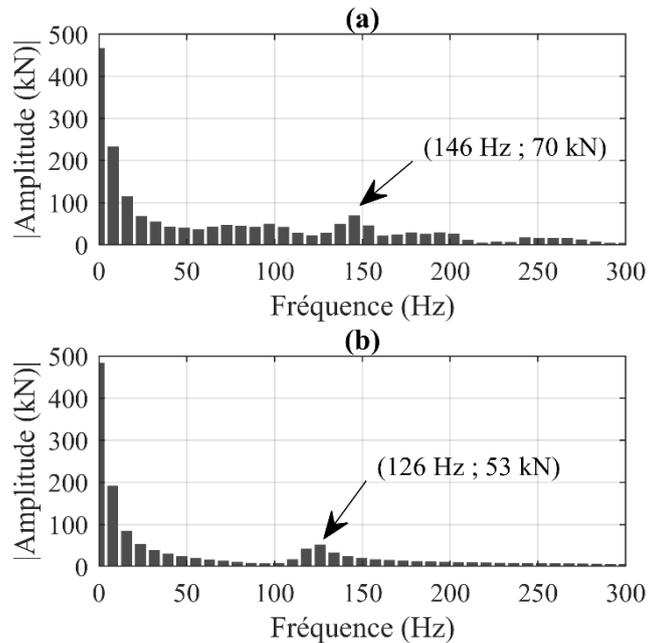


Figure IV-32 a) Spectre d'amplitude associé au signal d'effort mesuré par le capteur de la presse b) Spectre d'amplitude associé au signal d'effort prédit au ressort k_{Moving}

Les paramètres du modèle BIM identifiés lors d'une frappe outil contre outil ont été utilisés pour simuler une opération d'écrasement sur un lopin en cuivre. Les résultats montrent que le modèle est capable de prédire les efforts de forgeage au niveau du capteur d'effort intégré à l'outillage, mais aussi au niveau du capteur d'effort de la presse. Cependant, des écarts entre les valeurs prédites et mesurées ont été constatés. Une étude d'incertitude est réalisée dans la section qui suit afin d'identifier si ces erreurs peuvent être expliquées par l'incertitude sur la mesure des paramètres opératoires utilisés pour réaliser les simulations.

3.2.1.4 Etude d'incertitude

L'objectif est d'estimer l'impact des incertitudes des paramètres opératoires sur la prédiction des grandeurs caractéristiques de forgeage obtenue par le modèle BIM et à déterminer les paramètres ayant la plus grande influence. Les paramètres opératoires sont : la hauteur initiale et le diamètre initial du lopin, la vitesse à l'impact, le coefficient de frottement, l'effort maximal mesuré et la hauteur finale mesurée du lopin.

D'une part, les paramètres dont l'influence est faible sur les prédictions du modèle et pouvant être négligés dans l'étude d'incertitude sont identifiés. L'incertitude relative sur la hauteur initiale et le diamètre initial du lopin est inférieure à 0,2%. Ces incertitudes sont négligeables pour les raisons évoquées en section 2.1.4. L'incertitude sur la vitesse d'impact est négligeable sur la presse à vis (cf. chapitre III).

La hauteur finale mesurée du lopin n'intervient que dans le calcul de la contrainte d'écoulement en engendrant une incertitude de seulement $\pm 0,6\%$ sur cette dernière. Selon le même raisonnement que présenté en section 2.1.4, l'incertitude sur la hauteur finale mesurée du lopin est donc négligée.

D'autre part, les paramètres opératoires considérés pour l'étude d'incertitude sont présentés dans le Tableau IV-14. Pour le coefficient de frottement, l'incertitude est fixée arbitrairement à $\pm 0,05$ pour conserver des conditions de frottement relativement élevées.

Tableau IV-14 Valeurs centrales et incertitudes des paramètres opératoires considérés pour l'étude d'incertitude du modèle BIM associé à la presse à vis

Grandeur	Valeur centrale	Incertitude
μ	0,15	$\pm 0,05$
F_{LMax}	841 kN	± 6 kN

La Figure IV-33 présente l'effort et le déplacement mesurés ainsi que l'intervalle d'incertitude associé à l'effort et au déplacement prédits par la simulation. L'incertitude sur les paramètres considérés dans l'étude, n'est pas suffisante pour expliquer l'écart entre les prédictions du modèle BIM et les valeurs mesurées. L'identification des paramètres lors d'une frappe outil contre outil, pas assez représentative des conditions normales de fonctionnement, ou encore le comportement du matériau modélisé de façon trop simpliste, peuvent expliquer ces écarts. Pour l'effort maximal, l'écart entre la borne supérieure prédite et la valeur mesurée est de 7%. Tandis que l'écart entre la borne inférieure prédite et la valeur mesurée pour le déplacement est de 3%. Cela montre que le modèle fournit toutefois un bon ordre de grandeur de l'effort et du déplacement à la fin de la déformation.

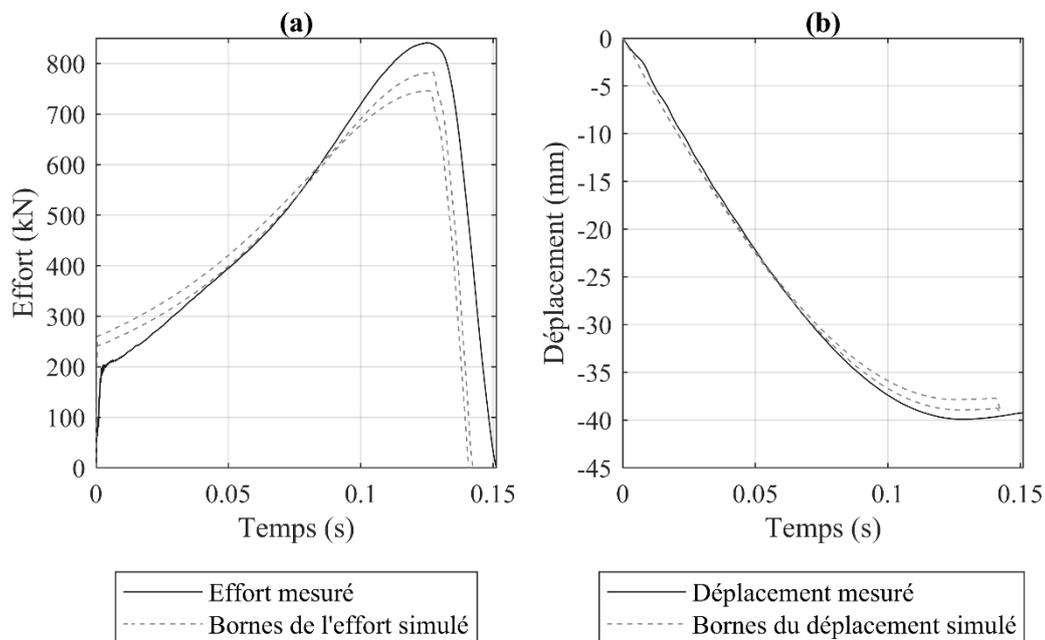


Figure IV-33 a) Effort mesuré et intervalle d'incertitude de l'effort prédit b) Déplacement mesuré et intervalle d'incertitude du déplacement prédit pour la frappe sur le lopin en cuivre

On étudie la corrélation entre le temps de forgeage, la hauteur finale du lopin et l'effort maximal calculés avec les paramètres opératoires étudiés. En Annexe 7, les trois indicateurs sont tracés en fonction des paramètres opératoires. La Figure IV-34 montre les coefficients de corrélation calculés entre les indicateurs et les paramètres opératoires. Le coefficient de frottement a l'impact le plus fort sur les indicateurs évalués, tandis que l'effort maximal mesuré n'a que peu d'influence. L'augmentation du coefficient de frottement entraîne une augmentation du temps de forgeage et de l'effort maximal calculé ainsi qu'une diminution de la hauteur finale du lopin.

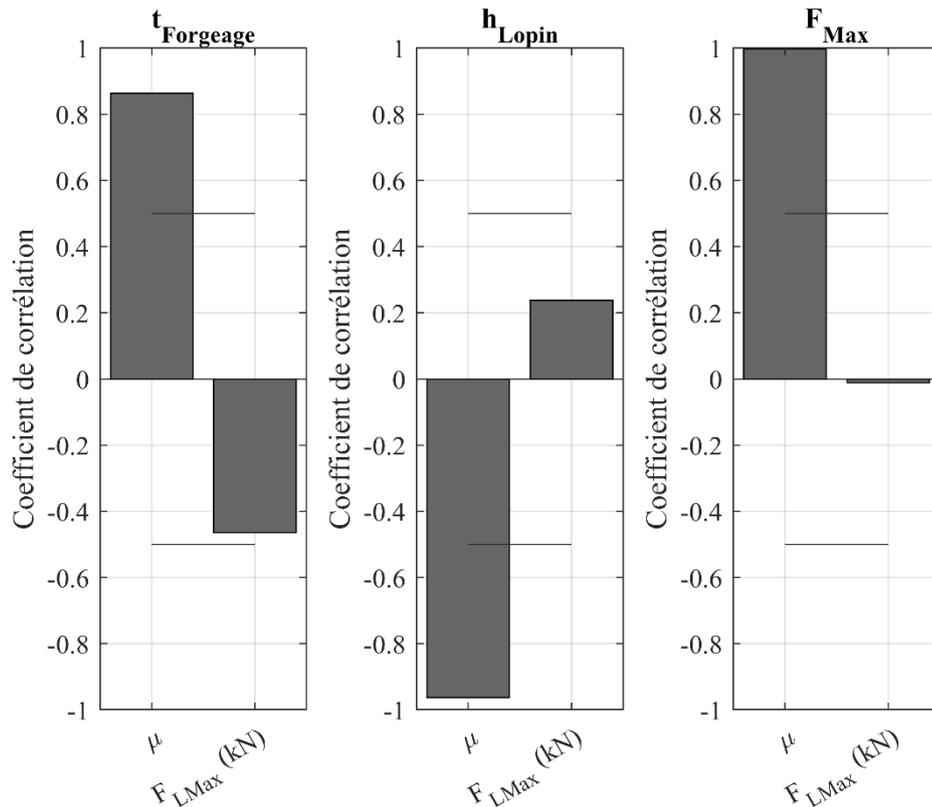


Figure IV-34 Coefficients de corrélation entre indicateurs et paramètres opératoires pour l'étude d'incertitude réalisée avec le modèle BIM associé à la presse à vis

En chapitre II, il a été montré que l'augmentation de la contrainte de saturation ou du coefficient de frottement engendre une diminution du temps de forgeage et de l'effort maximal prédit ainsi qu'une augmentation de la hauteur finale de la billette. Dans cette étude la contrainte d'écoulement est calculée pour chaque simulation à partir du coefficient de frottement et de l'effort maximal mesuré. Selon l'équation (IV-4) à F_{LMax} constant, l'augmentation du coefficient de frottement implique une contrainte d'écoulement plus faible. Les effets de la diminution de la contrainte d'écoulement l'emportent sur les effets causés par l'augmentation du coefficient de frottement. Le modèle BIM associé à la presse à vis donne donc une réponse similaire à celle du modèle associé au comportement du pilon DIE-MAX 150.

L'étude de sensibilité montre que les écarts entre les prédictions du modèle BIM et les valeurs obtenues expérimentalement ne peuvent pas être expliqués par l'incertitude sur les paramètres opératoires. Ces écarts sont dus à une modélisation simpliste du comportement du lopin, qui néglige certains aspects comme l'écrouissage du matériau et l'échauffement adiabatique du lopin. L'objet de la section qui suit est de compléter le modèle pour considérer ces phénomènes.

3.2.2 Couplage faible avec un logiciel éléments-finis

Dans cette section, la simulation éléments-finis conduisant à la relation entre l'effort de forgeage et la hauteur du lopin en cuivre est d'abord présentée. Puis, en exploitant cette relation comme donnée d'entrée du modèle BIM, la simulation de la frappe sur le lopin en cuivre est réalisée. Les résultats concernant les efforts, le déplacement et la hauteur finale du lopin sont comparés aux mesures expérimentales. Le but est de montrer que la considération des

phénomènes d'érouissage grâce au couplage faible, permet d'améliorer les prédictions du modèle BIM, par rapport à celles obtenues avec la méthode des tranches.

3.2.2.1 Détermination d'une relation entre l'effort et la hauteur du lopin grâce à la simulation éléments-finis

Une simulation éléments-finis sous le logiciel FORGE® Nxt 3.0, du refoulement du lopin en cuivre, est réalisée avec les conditions données dans le Tableau IV-15 selon la méthode présentée en chapitre III.

Tableau IV-15 Conditions pour la simulation éléments-finis de l'opération de refoulement du lopin en cuivre

Hauteur initiale lopin	59,7 mm
Diamètre initial lopin	29,9 mm
Coefficient de frottement Coulomb/Tresca	0,15/0,26
Taille maille lopin	3 mm
Taille maille outils	9 mm
Coefficient de la loi de Hansel-Spittel	Base de données rhéologique de FORGE® cuivre

Le comportement rhéologique du matériau du lopin est modélisé avec une loi de Hansel-Spittel dont les paramètres sont issus de la base de données rhéologiques de FORGE® pour le cuivre. La Figure IV-35 compare la contrainte d'écoulement calculée avec la loi de Hansel-Spittel et la contrainte d'écoulement constante utilisée précédemment avec la méthode des tranches.

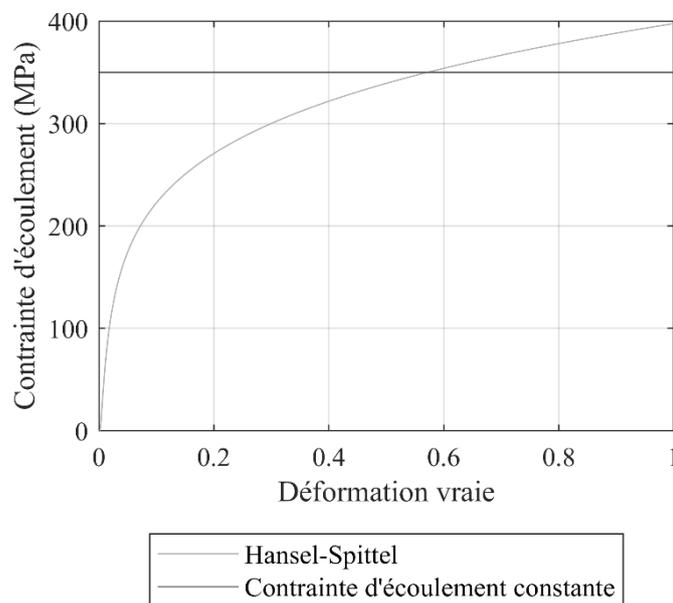


Figure IV-35 Contraite d'écoulement en fonction de la déformation avec le modèle de Hansel-Spittel ($T=20\text{ °C} / \dot{\epsilon}=1\text{ s}^{-1}$) et avec le modèle à contraite d'écoulement constante

Les échanges thermiques sont négligés dans le modèle éléments-finis. En effet, deux simulations ont été réalisées (Annexe 6), une dans des conditions adiabatiques et une seconde avec des échanges thermiques forts ($2.10^4\text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$). Dans les deux cas, le champ de température du lopin est le même à la fin de la déformation, seules les faces extérieures présentent une différence mais qui n'excède pas 40 °C . La simulation éléments-finis fournit alors la relation entre l'effort de forgeage et la hauteur du lopin.

3.2.2.2 Simulation avec le modèle BIM

La relation entre l'effort et la hauteur du lopin, issue de la simulation éléments-finis, est utilisée en tant que donnée d'entrée du modèle BIM, pour calculer les efforts de forgeage. La Figure IV-36 montre l'effort mesuré par le capteur intégré à l'outillage et l'effort calculé au ressort k_{Sensor} , ainsi que le déplacement du coulisseau mesuré et le déplacement calculé pour la masse m_2 .

La prédiction des deux grandeurs étudiées est nettement améliorée par rapport aux résultats obtenus avec la méthode des tranches (Figure IV-30). Un écart peut être noté au début du forgeage, pour l'effort où le signal calculé est inférieur au signal expérimental. Par la suite, cet écart diminue, puis la simulation surestime de peu l'effort, jusqu'à atteindre l'effort maximal. Concernant le déplacement, les deux signaux se superposent durant tout le temps de forgeage.

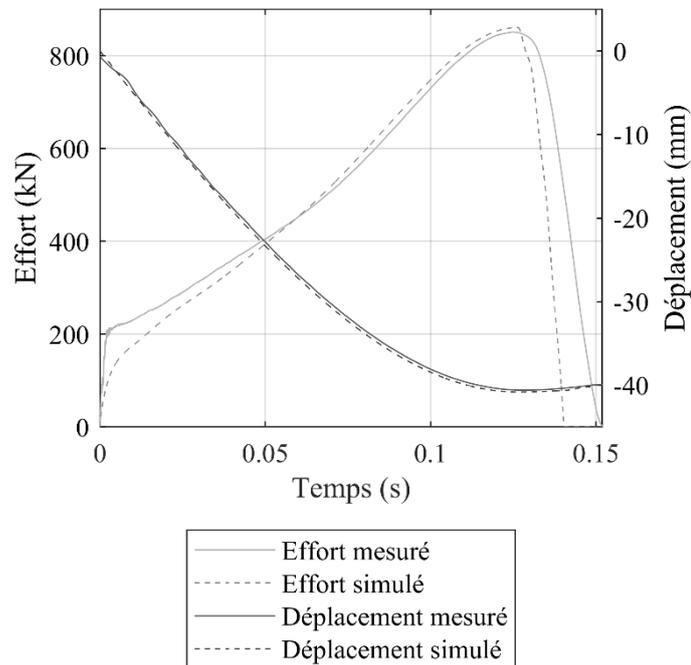


Figure IV-36 Effort mesuré avec le capteur intégré à l'outillage et déplacement de coulisseau mesuré avec le capteur de la presse, effort prédit au ressort k_{Sensor} et déplacement prédit pour la masse m_1 avec l'effort de forgeage issu de la simulation éléments-finis pour la frappe sur le lopin en cuivre

Le Tableau IV-16 présente quatre indicateurs permettant de comparer les résultats expérimentaux et numériques.

Tableau IV-16 Indicateurs observés pour les signaux d'efforts et de déplacements expérimentaux et prédits avec l'effort de forgeage issu de la simulation éléments-finis pour la frappe sur le lopin en cuivre

	Expérimental	Simulation	Ecart relatif
Déplacement minimal (mm)	-40,6	-40,8	0,5%
Effort maximal (kN)	851	858	0,8%
Temps de forgeage (ms)	125,4	126,7	1,0%
Hauteur finale du lopin (mm)	19,8	19,1	3,5%

Le couplage faible entre le modèle éléments-finis et le modèle BIM améliore donc significativement la prédiction des grandeurs caractéristiques de forgeage. Lors de la simulation effectuée avec le modèle issu de la méthode des tranches (cf. section 3.2.1.3), l'effort était

surestimé en début de forgeage car l'écroutissage n'était pas considéré. Cette surestimation a entraîné une décélération trop importante des masses, qui a conduit en fin de forgeage, à une sous-estimation de la déformation du lopin et des efforts. Avec le couplage faible, l'effort et la déformation du lopin sont très légèrement surestimés en fin de forgeage. Le modèle BIM et ses paramètres identifiés lors d'une frappe outil contre outil sont donc toujours pertinents pour décrire le comportement du système {machine + outillages}. Par ailleurs, les paramètres étant identifiés lors d'une frappe outil contre outil, ceux-ci ne sont donc pas influencés par l'incertitude due au comportement du lopin.

3.2.3 Prédiction de la transition du choc inélastique au choc élastique par le modèle BIM

3.2.3.1 Simulation de frappes consécutives sur un lopin en cuivre

Les six frappes consécutives sur le même lopin en cuivre sont simulées avec le modèle BIM. Les résultats des simulations ne seront pas comparés à des mesures expérimentales, faute de temps, pour mettre en place les essais durant la thèse. Par conséquent, le modèle issu de la méthode des tranches est utilisé pour décrire le comportement du lopin, car il permet une résolution directe des équations et donc un gain en temps de calcul. Réaliser la simulation en exploitant le couplage faible serait envisageable, et permettrait d'obtenir une meilleure prédiction des grandeurs caractéristiques de forgeage. Cependant, dans cette section, l'objectif n'est pas de calculer avec justesse ces grandeurs, mais de montrer la capacité du modèle à prédire la transition d'un choc inélastique vers un choc élastique. La vitesse initiale des masses m_1 et m_2 est fixée à -0,51 m/s et à partir du coup 2 la hauteur initiale du lopin est fixée à la hauteur finale du lopin, simulée au coup précédent.

3.2.3.2 Analyse des résultats numériques pour la simulation de frappes consécutives sur un lopin en cuivre

La Figure IV-37 montre l'évolution de l'effort calculé pour le ressort k_{Sensor} pour les six coups consécutifs sur le lopin en cuivre. Après chaque coup, le temps de forgeage diminue et l'effort maximal augmente. Les vibrations associées au deuxième mode vibratoire peuvent être observées du deuxième au sixième coup. L'amplitude du deuxième mode vibratoire augmente avec le nombre de coups.

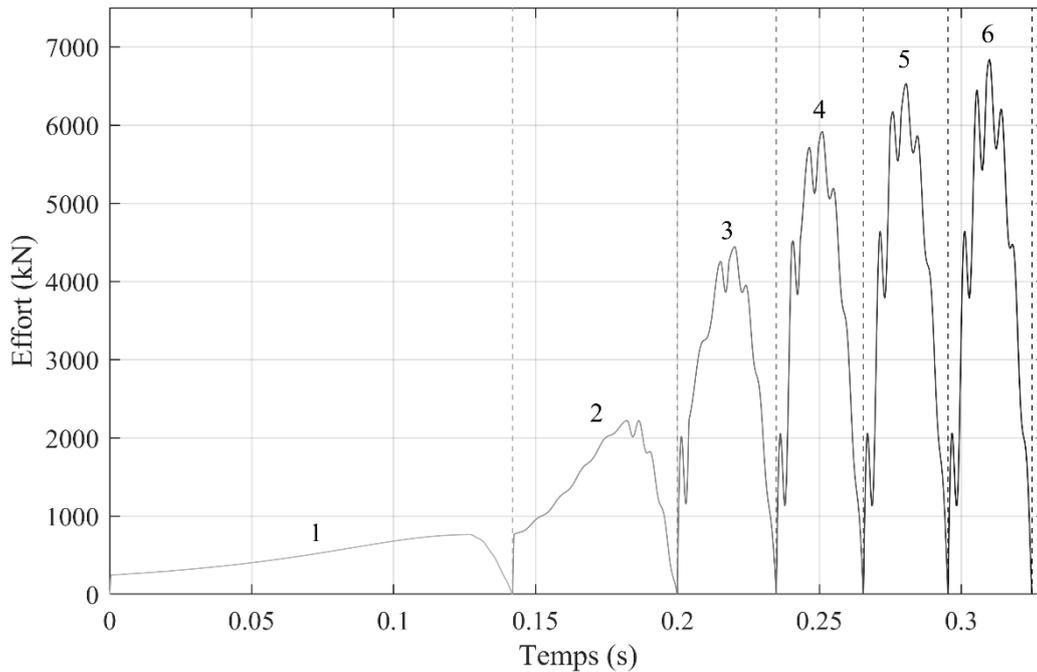


Figure IV-37 Effort prédit au ressort k_{Sensor} pour six coups consécutifs sur un lopin en cuivre

La Figure IV-38 montre l'effort maximal, le temps de forgeage et la hauteur du lopin pour chaque coup. L'effort maximal croît tandis que le temps de forgeage et la hauteur du lopin décroissent avec le nombre de coups. Les variations des indicateurs sont de moins en moins fortes après chaque coup : entre le cinquième et le sixième coup les trois indicateurs évoluent de moins de 4%, ce qui montre un comportement asymptotique vers des valeurs limites. Une fois atteint un certain nombre de frappes, les indicateurs étudiés se stabilisent et les frappes suivantes n'ont que peu d'impact sur les grandeurs caractéristiques de forgeage. Avec le nombre de frappes, la section du lopin augmente et implique des efforts de forgeage plus élevés pour atteindre la contrainte d'écoulement du matériau. Les efforts étant plus élevés, les éléments en mouvement sont décélérés plus rapidement, ce qui induit un écrasement moindre et des temps de forgeage plus courts, frappe après frappe.

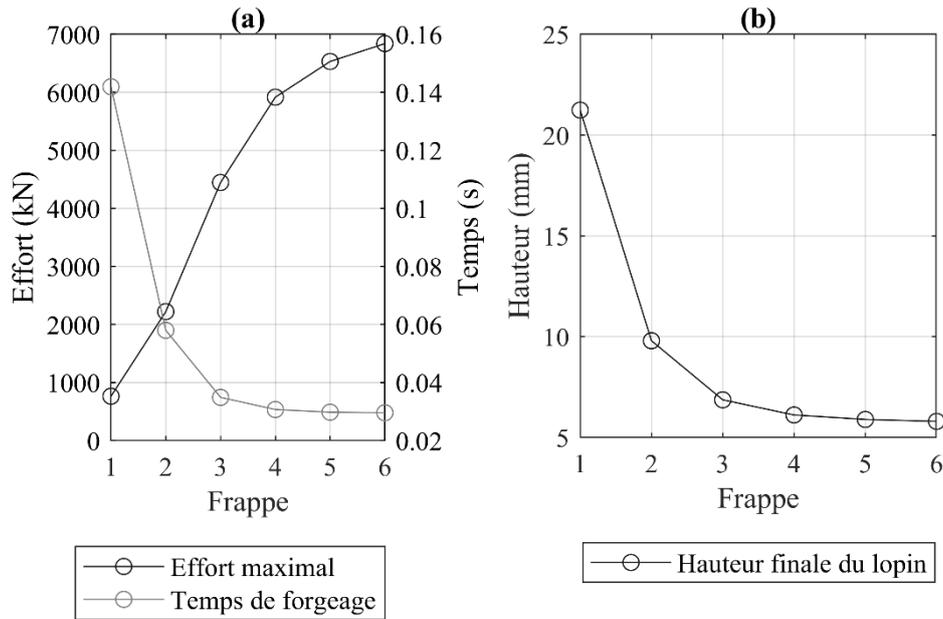


Figure IV-38 a) Effort maximal et temps de forgeage pour chaque coup b) Hauteur finale de la billette pour chaque coup

3.3 Exploitation du modèle BIM pour la détermination de l'efficacité et de la distribution de l'énergie à la fin du forgeage

La Figure IV-39 présente la distribution de l'énergie dans le système et l'efficacité lorsque le lopin a atteint sa hauteur finale pour les six frappes sur le lopin en cuivre.

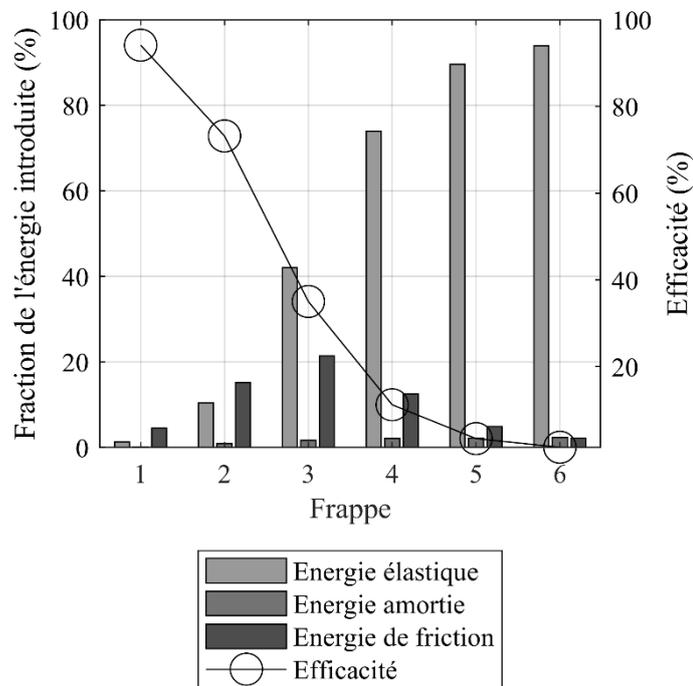


Figure IV-39 Distribution de l'énergie et efficacité à la fin du forgeage pour les six coups simulés sur le lopin en cuivre

L'énergie élastique croît du fait de l'augmentation des efforts de forgeage coup après coup qui implique plus de déformation du système { machine + outillages }.

Pour les premières frappes, la section du lopin en contact avec les outils augmente fortement ce qui conduit à l'augmentation de l'énergie dissipée en friction. Mais pour les dernières frappes, la variation de la section du lopin est de plus en plus faible, car il est de moins en moins déformé. Ainsi, la part de l'énergie dissipée en friction diminue et tend vers 0 avec le nombre de coups.

L'énergie dissipée sous forme d'amortissement est due à l'atténuation de la vibration du deuxième mode vibratoire. Pour les premières frappes, ce mode n'est que très peu excité et transporte donc très peu d'énergie, l'amortissement est donc faible. Coup après coup, le deuxième mode vibratoire est de plus en plus excité, il peut ainsi être de plus en plus amorti, ce qui augmente la part d'énergie dissipée.

Etant donné que ces trois types d'énergie (de friction, élastique et amortie) consomment de plus en plus l'énergie cinétique introduite à l'impact, la part de l'énergie plastique diminue et donc l'efficacité du processus décroît coup après coup. A la sixième frappe, 96% de l'énergie introduite est dissipée sous forme d'amortissement (2%), ou est convertie en énergie élastique (94%) : ces phénomènes ne peuvent donc pas être négligés en simulation.

3.4 Synthèse

Les paramètres du modèle BIM peuvent être correctement identifiés lors d'une frappe outil contre outil. Ce protocole permet de s'affranchir de l'incertitude sur le comportement du lopin. Ici, les mesures de la vitesse d'impact et de l'effort suffisent à identifier les paramètres du modèle. La cohérence du modèle a été montrée : il est capable de prédire l'effort au niveau du capteur intégré de la presse, et ce malgré une modélisation ne prenant pas en compte la conception de la machine.

Le modèle et les paramètres identifiés durant une frappe outil contre outil permettent de simuler le refoulement d'un lopin en cuivre, en décrivant le comportement de la billette avec le modèle issu de la méthode des tranches et en supposant une contrainte d'écoulement constante. Les efforts de forgeage et le déplacement du coulisseau ont pu être prédits, mais des écarts ont été constatés et sont attribués à la représentation trop simpliste du comportement rhéologique du matériau.

C'est pour cette raison qu'un couplage faible a été réalisé entre un modèle éléments-finis décrivant le comportement du lopin et le modèle BIM, afin d'exprimer la relation entre les efforts de forgeage et la hauteur du lopin. Ce couplage a permis d'améliorer la prédiction des grandeurs caractéristiques de forgeage, grâce la considération des phénomènes d'écrouissage, non pris en compte avec le modèle issu de la méthode des tranches. Il est donc possible d'exploiter la simulation éléments-finis pour prédire les efforts de forgeage nécessaires au modèle BIM, sans la mise en place d'un couplage des deux simulations à chaque incrément de calcul (Brecher *et al.* 2009, 2010). Ainsi, le caractère prédictif du modèle BIM et de ses paramètres identifiés lors d'une frappe outil contre outil est validé.

Enfin, une série de coups sur le même lopin en cuivre a été simulée. Le modèle prédit une baisse de l'efficacité du processus avec le nombre de coups, concordant ainsi avec les résultats déjà obtenus sur le pilon simple-effet. Néanmoins contrairement au cas du pilon, c'est après seulement quatre coups, que plus de la moitié de l'énergie introduite est convertie en énergie élastique et en amortissement. La modélisation de ces deux phénomènes est alors indispensable à une représentation juste du processus de forgeage dans le cas de chocs élastiques. Il reste enfin

à confronter les résultats des simulations à des mesures expérimentales, lors d'une campagne d'essais.

L'exploitation d'une frappe outil contre outil, n'a été possible que grâce à une bonne maîtrise de la vitesse d'impact sur la presse à vis, ce qui permet de ne pas endommager la machine et l'outillage. Pour les pilons, la vitesse de frappe ne peut être contrôlée qu'approximativement par l'action de l'opérateur sur le levier de commande, seules les frappes à vitesse d'impact maximale sont répétables. Les risques d'endommager la machine lors d'une frappe outil contre outil où la vitesse à l'impact ne serait pas maîtrisée, sont trop importants pour qu'un tel essai soit envisagé. Ainsi, pour le pilon contre-frappe étudié en section suivante, un protocole similaire à celui utilisé pour le pilon simple-effet est proposé. Mais cette fois-ci, le couplage faible entre le modèle BIM et un modèle éléments-finis est exploité pour se passer d'une instrumentation en effort, difficile à mettre en œuvre dans ce cas.

4. Exploitation du couplage faible pour l'identification des paramètres du modèle BIM sans instrumentation en effort : Mise en œuvre sur pilon contre-frappe

Une instrumentation en effort et la mesure de plusieurs paramètres opératoires ont permis l'application et la validation de la méthodologie de modélisation dynamique sur le pilon simple-effet et une presse à vis, avant la mise en œuvre de la méthode sur un pilon contre-frappe. Pour le marteau pilon simple-effet, les efforts de forgeage ont pu être mesurés. L'instrumentation en effort d'un pilon contre-frappe implique plus de difficultés, du fait du déplacement des deux masses et n'a pas encore pu être réalisée, d'après notre connaissance de la littérature. L'étude sur la presse à vis montre qu'il est possible de prédire l'effort de forgeage et le déplacement des outils lors d'une frappe sur un lopin en cuivre grâce au modèle BIM et au couplage faible. Ainsi, un protocole exploitant le couplage faible et une mesure externe du déplacement des outils, lors d'une frappe sur un lopin en cuivre, est proposé pour modéliser le comportement d'un marteau pilon contre-frappe et de ses outillages. Le modèle est ensuite validé, d'une part en simulant neuf frappes sur le lopin ayant permis l'identification des paramètres, et d'autre part, en simulant neuf autres frappes sur un second lopin de mêmes caractéristiques. Enfin, la consommation de l'énergie pour les frappes effectuées sur ces deux lopins est étudiée en simulation.

4.1 Définition du modèle et identification des paramètres

4.1.1 Protocole expérimental

La machine utilisée est un marteau pilon contre-frappe Bêché DG10, une vue globale de la machine et du montage est présentée en Figure IV-40 a). Les mouvements des deux masses du pilon contre-frappe sont couplées grâce à un système de bandes et de poulies (Figure IV-40 b)). La masse supérieure du pilon est entraînée par un piston de diamètre 780 mm sur lequel est exercée une pression pneumatique d'approximativement 8 bars. Les outils montés sur les deux masses sont des tas plans chauffés à une température de consigne de 80 °C.

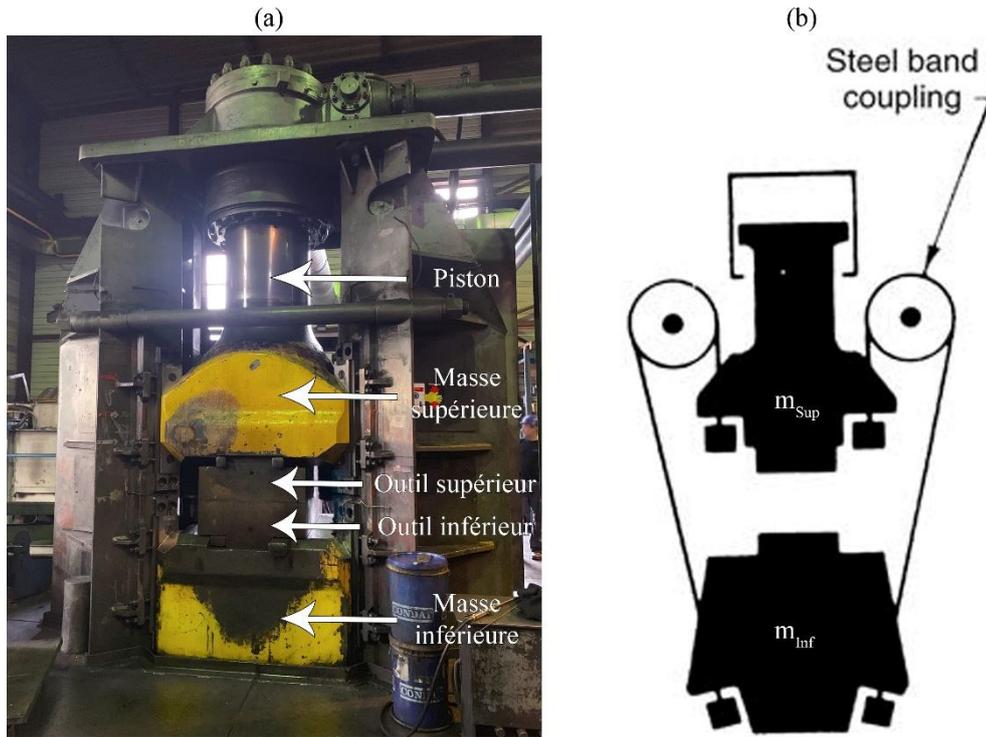


Figure IV-40 a) Vue globale annotée du pilon contre-frappe Bêché DG10 b) Schéma de principe du système d'accouplement par bandes (Altan et al. 2005)

Le refoulement à froid d'un lopin en cuivre en neuf coups est réalisé selon les conditions expérimentales présentées dans le Tableau IV-17 en suivant la procédure illustrée en Figure IV-41.

Tableau IV-17 Conditions expérimentales du refoulement de lopins en cuivre

Hauteur initiale	150 mm
Diamètre initial	100 mm
Pureté en cuivre	99%
Recuit	1h / 500°C
Etat de surface	0,5 μm
Lubrification	Outils et lopin pour chaque frappe

Ces dispositions (état de surface et lubrification) sont prises pour limiter au maximum les phénomènes de frottement entre les outils et le lopin, conformément aux préconisations des procédures de détermination de l'énergie maximale développable par un pilon (Altan et Nichols 1972).

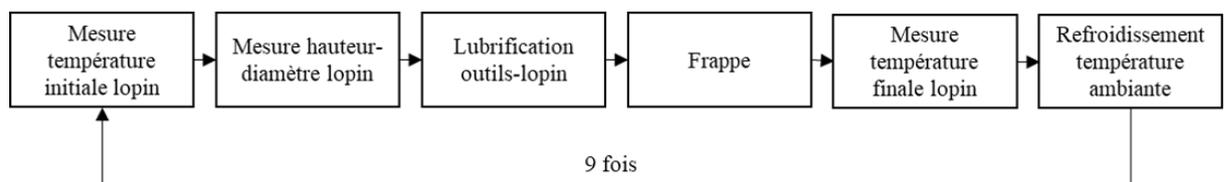


Figure IV-41 Procédure de l'essai pour les neuf frappes sur le lopin en cuivre

Durant ces frappes le déplacement des outils est suivi grâce à une caméra rapide dont la fréquence d'acquisition est de 200 000 images par seconde et la résolution est de 1280x80 pixels. Les géométries du lopin sont mesurées avec un pied à coulisse à affichage numérique et

les températures sont contrôlées grâce à un thermocouple de contact. La température est mesurée avant la frappe afin de s'assurer que le lopin est à température ambiante.

Pour la définition du modèle et l'identification de ses paramètres, la cinquième frappe sur le lopin en cuivre est exploitée. Cette frappe est choisie car elle fournit un nombre suffisant de cycles de la vibration pour mettre en évidence des phénomènes d'amortissement avec une amplitude assez importante pour réaliser l'optimisation. Le déplacement relatif de la masse supérieure par rapport à la masse inférieure, durant la déformation du lopin, est présenté en Figure IV-42. La vitesse à l'impact est estimée à 5,428 m/s.

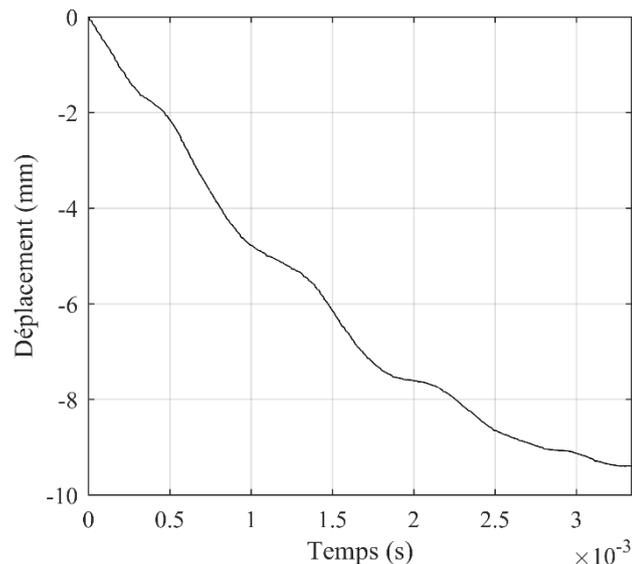


Figure IV-42 Déplacement relatif de la masse supérieure par rapport à la masse inférieure pour le coup 5 sur le premier lopin en cuivre

4.1.2 Masse équivalente d'un pilon contre-frappe

La littérature ne fournit pas de définition de la masse équivalente d'un pilon contre-frappe, considérant les deux marteaux d'une telle machine. Le concept de masse équivalente est introduit par cette étude à partir du raisonnement suivant : l'énergie cinétique disponible lors d'une frappe correspond à l'énergie cinétique de la masse supérieure m_{Sup} et de la masse inférieure m_{Inf} au moment de l'impact. En supposant le couplage parfait entre ces deux masses, leurs déplacements et donc leurs vitesses sont égales à chaque instant. L'énergie cinétique totale du système à l'impact s'exprime alors selon l'équation :

$$E_0 = \frac{1}{2} \cdot (m_{Sup} + m_{Inf}) \cdot \left(\frac{v_0}{2}\right)^2 \quad (IV-10)$$

avec v_0 la vitesse relative des masses l'une par rapport à l'autre à l'impact. Une masse équivalente m_{Eq} peut donc être introduite, elle correspond à la masse développant la même énergie cinétique que la masse supérieure et la masse inférieure, pour une vitesse d'impact égale à v_0 . A partir de l'égalité entre les énergies cinétiques, la masse équivalente peut être calculée : $m_{Eq} = (m_{Sup} + m_{Inf})/4$. Dans le cas du pilon Bêché DG10, m_{Eq} est égale à 7570 kg selon les pesées des masses supérieure et inférieure.

4.1.3 Définition du modèle BIM

4.1.3.1 Modèle masses-ressorts-amortisseurs

Le spectre d'amplitude associé au signal de déplacement relatif des masses pour la cinquième frappe est présenté en Figure IV-43. Un post-traitement du signal avec la méthode du « zero padding » est réalisé avant d'effectuer la FFT (cf. section 2.1.2). Le spectre met en évidence deux pics : le premier et le plus important pour 260 Hz et le second pour 1562 Hz. Le premier pic correspond à la porteuse, tandis que le second correspond à la vibration observée autour de la porteuse.

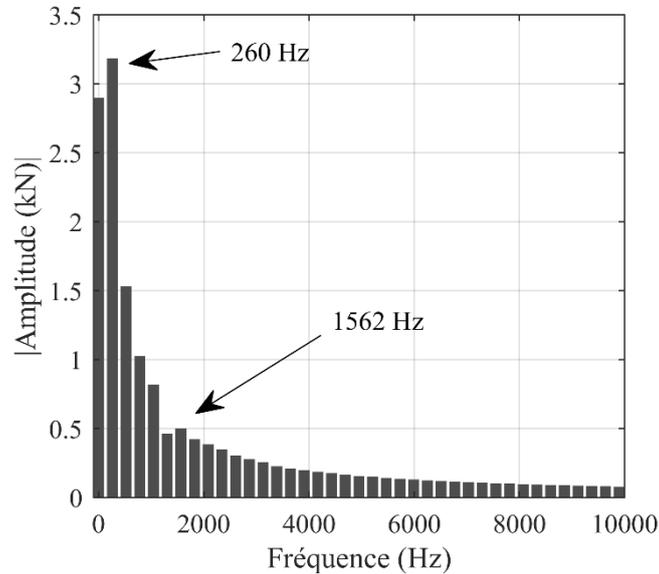


Figure IV-43 Spectre d'amplitude associé au signal de déplacement relatif entre les masses pour la cinquième frappe

Ainsi, un système masses-ressorts-amortisseurs à deux degrés de liberté est proposé pour modéliser le comportement de la machine et de ses outillages (Figure IV-44). L'absence d'un amortisseur en parallèle du ressort k_{Fixed} peut être notée : les effets de l'amortisseur c_{Fixed} étant négligés sur la durée du forgeage dans le cas de la presse à vis (section 3.1.3), ceux-ci le sont d'autant plus dans le cas d'un pilon contre-frappe où les temps de forgeage sont dix fois plus courts. Les pilons contre-frappe exploitent une force de pression appliquée sur la masse supérieure par l'intermédiaire d'un piston pour mettre en mouvement les masses. Cette force est exercée durant toute la durée de la frappe, cela justifie donc l'application d'un effort F_P sur la masse m_I dans le modèle.

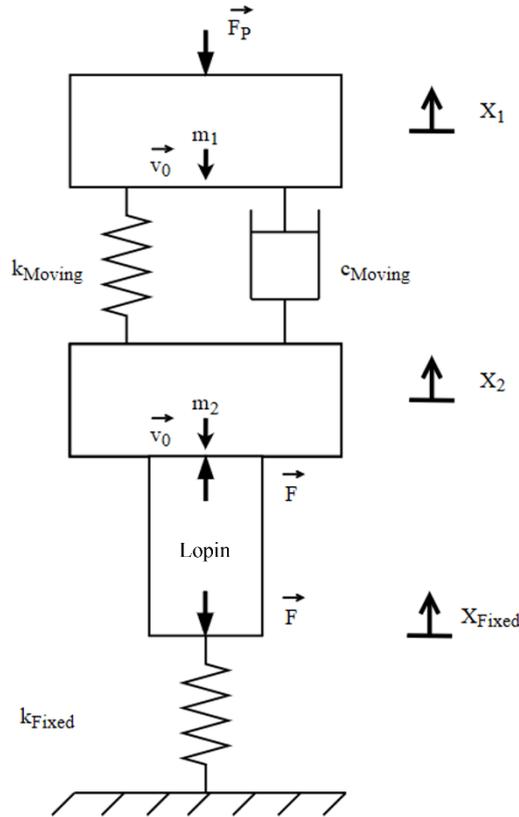


Figure IV-44 Modèle BIM associé au pilon Bêché DG10

Les équations du mouvement du système sont présentées en équations (IV-11), (IV-12) et (IV-13) :

$$m_2 \ddot{X}_2 + k_{Moving}(X_2 - X_1) + c_{Moving}(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) = F_P \quad (IV-11)$$

$$m_1 \ddot{X}_1 - k_{Moving}(X_2 - X_1) - c_{Moving}(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) = -F \quad (IV-12)$$

$$-k_{Fixed}X_{Fixed} = F \quad (IV-13)$$

avec X_1 le déplacement de la masse m_1 , X_2 le déplacement de la masse m_2 et X_{Fixed} le déplacement du point supérieur du ressort k_{Fixed} selon leurs positions à $t=0$. F correspond à l'effort de forgeage. Concernant l'effort appliqué sur la masse supérieure, un compresseur maintient sous pression une grande réserve d'air qui est relâchée dans la chambre du vérin lors de la frappe. Le volume de la chambre du vérin est négligeable devant la réserve d'air. Ainsi, la pression dans la chambre et l'effort F_P peuvent être supposés constants durant la déformation. F_P est calculé à partir de la pression de consigne et du diamètre du piston (cf. 4.1.1). À $t=0$, les déplacements des masses sont fixés à 0 et leurs vitesses sont les mêmes, égales à -5,428 m/s, comme dans les conditions expérimentales. Le déplacement relatif de la masse supérieure par rapport à la masse inférieure sera exploité par la suite pour l'identification des paramètres. Le référentiel du modèle est donc celui de la masse inférieure, ainsi, les masses m_1 et m_2 ne représentent pas les masses supérieure et inférieure du pilon contre-frappe.

4.1.3.2 Détermination des efforts de forgeage

L'étude sur la presse à vis (cf. section 3.2.2) a montré qu'il est possible de prédire les efforts de forgeage grâce au couplage faible. Pour le pilon contre-frappe, la hauteur du lopin au cours

de la déformation est connue grâce aux mesures de déplacement, ce qui permet d'utiliser le lopin comme un capteur d'effort. Pour cela, il est nécessaire de déterminer une relation entre l'effort de forgeage et la hauteur du lopin. Cette relation sera exploitée lors de la phase de validation du modèle pour les neuf frappes et devra donc être valable de la hauteur initiale du lopin à la première frappe (h_i) jusqu'à la hauteur finale du lopin à la neuvième frappe (h_f).

L'utilisation d'une unique relation, implique de supprimer la dépendance de la contrainte d'écoulement du matériau à la vitesse de déformation et à la température (cf. chapitre III). En effet, expérimentalement la billette est refroidie après chaque frappe, ainsi, en simulation l'influence de l'échauffement du lopin sur la contrainte d'écoulement ne doit pas être considérée. De plus, en simulation le profil de déplacement de l'outil est approximé par une parabole, la vitesse de déformation n'est donc pas représentative des conditions expérimentales pour les neuf coups.

Une simulation éléments-finis de la cinquième frappe montre que la vitesse de déformation varie entre 30 s^{-1} et 120 s^{-1} durant le refoulement (Annexe 8). Par ailleurs, la température du lopin mesurée durant les essais varie entre 18 °C et 52 °C .

Les paramètres de la loi de Hansel-Spittel, issus de la base de données rhéologiques de FORGE® pour le cuivre, sont présentés dans le Tableau IV-18.

Tableau IV-18 Paramètres de la loi de Hansel-Spittel issus de la base de données de FORGE® pour le cuivre et paramètres modifiés

Paramètres	Base de données de FORGE®	Modifiés
A	411,19	418,5
m₁	-0,00121	0
m₂	0,21554	0,21554
m₃	0,01472	0
m₄	-0,00935	-0,00935

Pour le cuivre, les coefficients m_i dont l'indice est supérieur ou égal à 5 sont fixés à 0 dans la base de données. Une expression réduite de la loi de Hansel-Spittel est alors obtenue telle que présentée dans l'équation (IV-14).

$$\sigma_0 = A \cdot e^{m_1 \cdot T} \cdot \varepsilon^{m_2} \cdot e^{\frac{m_4}{\varepsilon}} \cdot \dot{\varepsilon}^{m_3} \quad (IV-14)$$

avec T la température, ε la déformation vraie et $\dot{\varepsilon}$ la vitesses de déformation. Les paramètres m_1 et m_3 de la loi sont fixés à zéro, afin de supprimer la dépendance de la contrainte d'écoulement à la température et à la vitesse de déformation. Le coefficient A est ajusté afin d'obtenir une expression de la contrainte d'écoulement centrée entre les contraintes calculées pour les couples vitesses de déformation et température : $120 \text{ s}^{-1} / 18 \text{ °C}$ et $30 \text{ s}^{-1} / 52 \text{ °C}$ (Figure IV-45). Les paramètres modifiés sont présentés dans le Tableau IV-18.

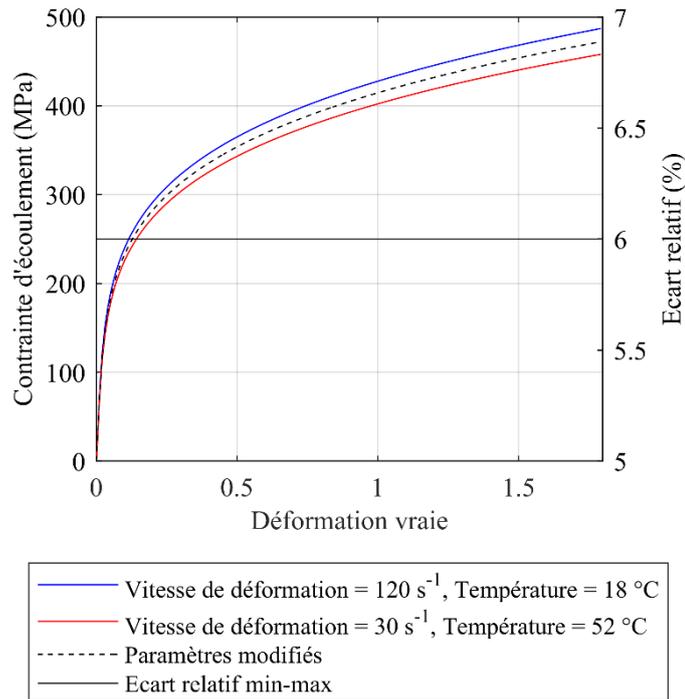


Figure IV-45 Contrainte d'écoulement calculée selon la loi de Hansel-Spittel pour les conditions $\dot{\epsilon} = 120 \text{ s}^{-1} / T = 18 \text{ °C}$, $\dot{\epsilon} = 30 \text{ s}^{-1} / T = 52 \text{ °C}$ et la contrainte d'écoulement calculée avec les paramètres modifiés

La simulation éléments-finis du refoulement du lopin de la hauteur h_i jusqu'à la hauteur h_f est réalisée selon les conditions présentées dans le Tableau IV-19. Le déplacement de l'outil supérieur par rapport à l'outil inférieur est décrit par une parabole.

Tableau IV-19 Conditions expérimentales de la simulation éléments-finis du refoulement du lopin en cuivre

Coefficient de frottement Coulomb/Tresca	0,018/0,031
Maille lopin	2 mm
Maille outils	8 mm
Coefficient de la loi de Hansel-Spittel	Paramètres modifiés

La relation entre l'effort de forgeage et la hauteur du lopin est ainsi obtenue. Cette relation considère les phénomènes d'écrouissage du matériau, qui ne peuvent pas être négligés pour le cuivre, comme cela a été montré lors de l'étude sur la presse à vis.

4.1.4 Identification des paramètres

Le modèle est implémenté et ses équations sont résolues avec SIMULINK®. La taille du pas de calcul est fixée à 10^{-5} s selon l'étude de convergence présentée en Annexe 9.

Le signal de déplacement prédit pour la masse m_2 est « fitté » sur le signal de déplacement relatif de la masse supérieure par rapport à la masse inférieure en optimisant les paramètres m_1 , m_2 , c_{Moving} , k_{Moving} et k_{Fixed} . Le set de paramètres de départ pour l'optimisation est celui du Tableau IV-20. La somme de m_1 et m_2 correspond approximativement à la masse équivalente du pilon, et la valeur de k_{Moving} est obtenue selon un abaque reliant la raideur à l'énergie maximale développable par le pilon (Barbelet 2015). Pour la presse à vis (cf. section 3.1.3) la raideur k_{Fixed} est identifiée à une valeur environ dix fois plus élevée que la raideur k_{Moving} , ce rapport est conservé pour le set de départ de l'optimisation pour le cas du pilon contre-frappe.

Tableau IV-20 Paramètres initiaux pour l'identification des paramètres du modèle BIM associé au pilon Bêché DG10

m_1	7000 kg
m_2	500 kg
c_{Moving}	10^5 N.s/m
k_{Moving}	$2,2 \cdot 10^{10}$ N/m
k_{Fixed}	$2,2 \cdot 10^{11}$ N/m

L'optimisation est très sensible aux minimums locaux de la fonction coût, alors pour pallier ce problème, l'optimisation est réalisée en deux étapes. Une première optimisation selon l'algorithme de Nelder-Mead (Nelder et Mead 1965) est réalisée : cette méthode de recherche directe ne nécessite pas de calculer le gradient de la fonction coût et est peu sensible aux minimum locaux (Mathworks 2020 : chap. Optimizing Nonlinear Functions). Dans un deuxième temps, la solution obtenue avec l'algorithme de Nelder-Mead est utilisée comme set de paramètres de départ pour une seconde optimisation avec l'algorithme à régions de confiance introduit en chapitre III. Une étude de convergence de la méthode est réalisée et est présentée en Annexe 10 : cette étude permet de fixer le critère de convergence $TolFun$ à la valeur de 10^{-6} et de déterminer le set de paramètres de référence pour l'étude qui suit.

La sensibilité de l'optimisation au set de paramètres de départ est évaluée. La Figure IV-46 présente les paramètres et la fonction coût, obtenus pour 60 optimisations. 59 optimisations convergent vers le même set de paramètres, seule une optimisation converge vers une autre solution. La fonction coût calculée pour cette solution est supérieure à la valeur de la fonction coût obtenue pour la solution identifiée pour les 59 autres optimisations.

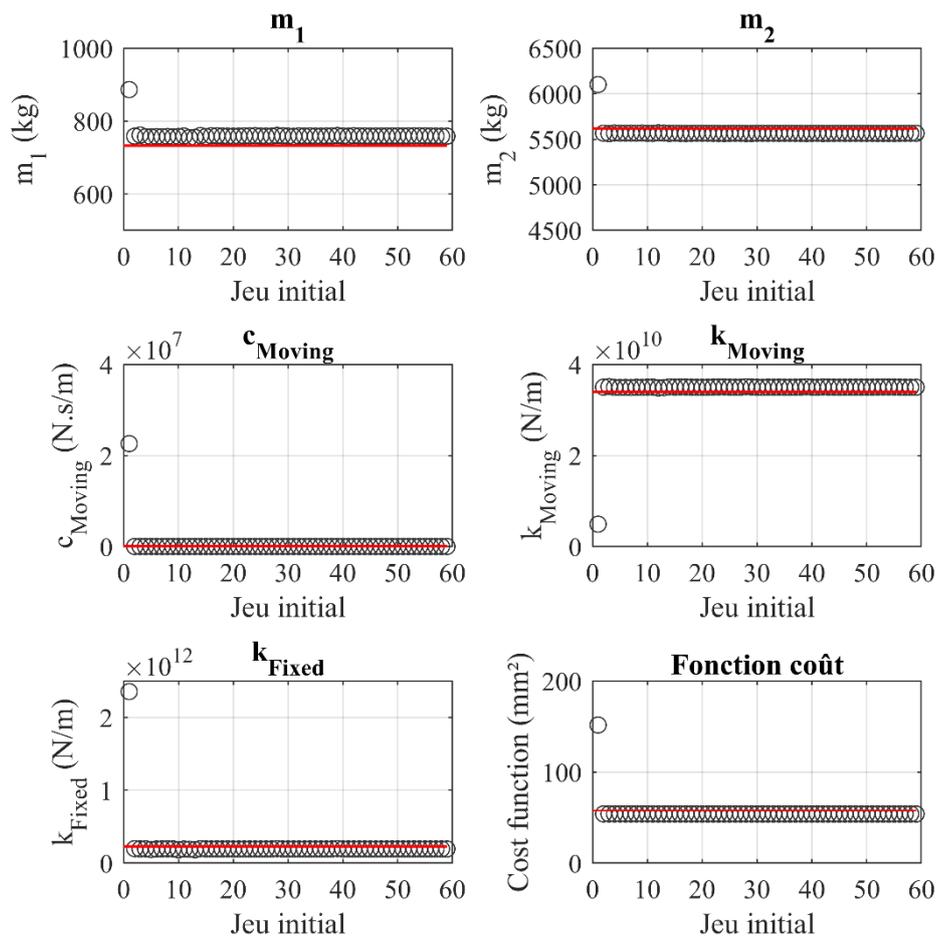


Figure IV-46 Etude de la sensibilité de l'optimisation au set de paramètres de départ pour le modèle BIM associé au pilon contre-frappe

Les résultats de cette étude semblent montrer qu'une solution globale a été identifiée, les paramètres obtenus sont présentés dans le Tableau IV-21.

Tableau IV-21 Paramètres identifiés pour le modèle BIM associé au pilon contre-frappe à partir du déplacement relatif de la masse supérieure par rapport à la masse inférieure

m_1	5565 kg
m_2	758 kg
c_{Moving}	0 N.s/m
k_{Moving}	$3,50 \cdot 10^{10}$ N/m
k_{Fixed}	$1,93 \cdot 10^{11}$ N/m

La somme des masses m_1 et m_2 identifiée est égale à 6323 kg, ce qui donne un écart relatif de 16% avec la masse équivalente du marteau pilon. La raideur globale du système en statique est estimée à $2,96 \cdot 10^{10}$ N/m grâce à la méthode présentée en section 3.1.3, ce qui implique un écart de 29% avec la valeur théorique issue de l'abaque. La masse équivalente du pilon est issue d'une pesée et présente donc une incertitude de mesure. De même pour la raideur théorique, calculée à partir d'un abaque, qui donne un ordre de grandeur ne prenant pas en compte l'architecture de la machine.

La Figure IV-47 montre le déplacement relatif mesuré de la masse supérieure par rapport à la masse inférieure et le déplacement prédit pour la masse m_2 avec le set de paramètres du

Tableau IV-21 pour la cinquième frappe sur le lopin en cuivre. Le signal calculé avec le modèle BIM suit la tendance du signal mesuré, excepté en début de forgeage où la simulation surestime le déplacement. Cet écart peut être attribué soit à la propagation des incertitudes des paramètres opératoires sur le déplacement prédit par le modèle, soit à un phénomène transitoire au début de la frappe qui ne serait pas représenté par le modèle BIM.

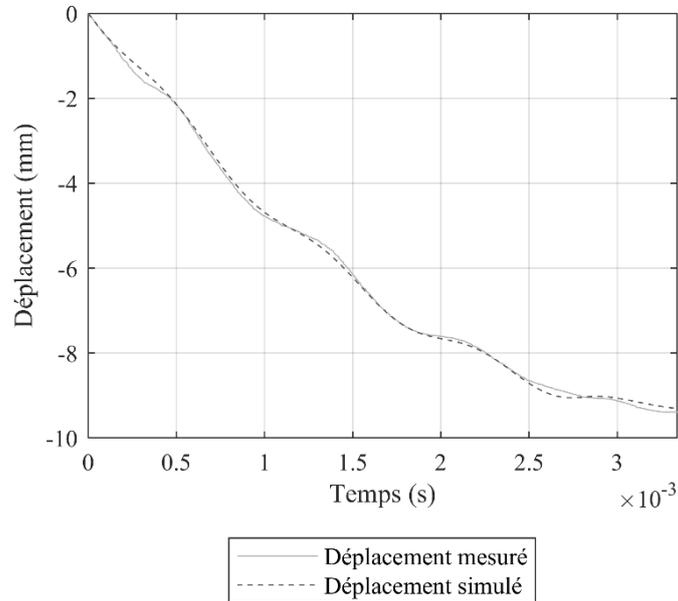


Figure IV-47 Déplacement mesuré et prédit avec les paramètres identifiés pour le coup 5 sur le lopin en cuivre

4.1.5 Etude d'incertitude

Pour le modèle BIM associé au pilon contre-frappe, les paramètres opératoires sont : la hauteur initiale et le diamètre initial du lopin, les coefficients de frottement, la contrainte d'écoulement et la vitesse d'impact.

Pour les mêmes raisons qu'évoquées en section 3.2.1.4, l'impact de l'incertitude sur la mesure de la hauteur et du diamètre du lopin est négligé.

Les coefficients de frottement influencent la relation entre l'effort et la hauteur du lopin obtenue par la simulation éléments-finis (cf. section 4.1.3.2). Deux simulations sont réalisées en fixant les coefficients de frottement aux bornes inférieures et aux bornes supérieures de leurs intervalles d'incertitude (Tableau IV-22).

Tableau IV-22 Intervalles d'incertitude des coefficients de frottement de Coulomb (μ) et de Tresca (\bar{m})

	μ	\bar{m}
Borne inférieure	$1,4 \cdot 10^{-2}$	$2,4 \cdot 10^{-2}$
Borne supérieure	$2,1 \cdot 10^{-2}$	$3,7 \cdot 10^{-2}$

Les courbes d'effort en fonction de la hauteur du lopin, obtenues pour les deux simulations, sont présentées en Figure IV-48. La variation des conditions de frottement n'a pas d'impact sur l'effort obtenu en simulation éléments-finis et peut donc être négligée.

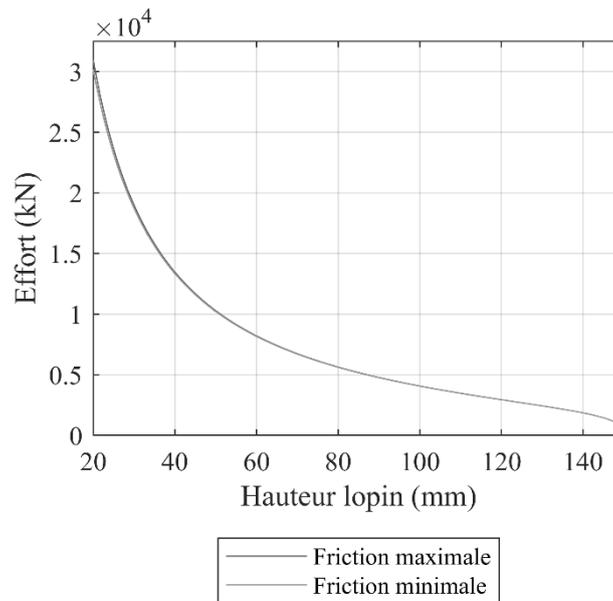


Figure IV-48 Courbe de l'effort de forgeage en fonction de la hauteur du lopin obtenue grâce aux simulations éléments-finis pour les deux conditions de frottement

La Figure IV-45 montre que négliger l'influence de la vitesse de déformation et de la température sur la contrainte d'écoulement implique une incertitude de $\pm 3\%$ sur cette dernière. Or, l'effort est directement proportionnel à la contrainte d'écoulement. Ainsi, un coefficient $Err\sigma_0$ pouvant varier entre 0,97 et 1,03 est utilisé, lors de l'application de la méthode de Monte-Carlo, pour pondérer l'effort, afin de prendre en compte l'incertitude sur la contrainte d'écoulement.

En ce qui concerne l'incertitude sur la mesure de la vitesse à l'impact, elle a été estimée à $\pm 0,7\%$.

Le Tableau IV-23 montre les valeurs centrales et les incertitudes associées aux paramètres opératoires considérés pour l'étude.

Tableau IV-23 Valeurs centrales et incertitudes des paramètres opératoires considérés pour l'étude d'incertitude pour le modèle du pilon contre-frappe

Paramètres	Valeur centrale	Incertitude
v_0	5,428	$\pm 0,7\%$
$Err\sigma_0$	1	$\pm 3\%$

Le déplacement mesuré et l'intervalle d'incertitude du déplacement calculé par le modèle BIM sont présentés en Figure IV-49. Sur l'intervalle [0,5 ; 1] ms, l'écart entre les bornes des intervalles d'incertitude est inférieur à 1% et peut s'expliquer par la non-considération de certaines sources d'incertitude, comme les frottements et les géométries du lopin. En revanche, l'écart sur l'intervalle [0 ; 0,5] ms est trop important pour être expliqué uniquement par l'incertitude sur les paramètres opératoires. Cela pourrait confirmer l'existence d'un phénomène transitoire en début de forgeage, non considéré par le modèle BIM.

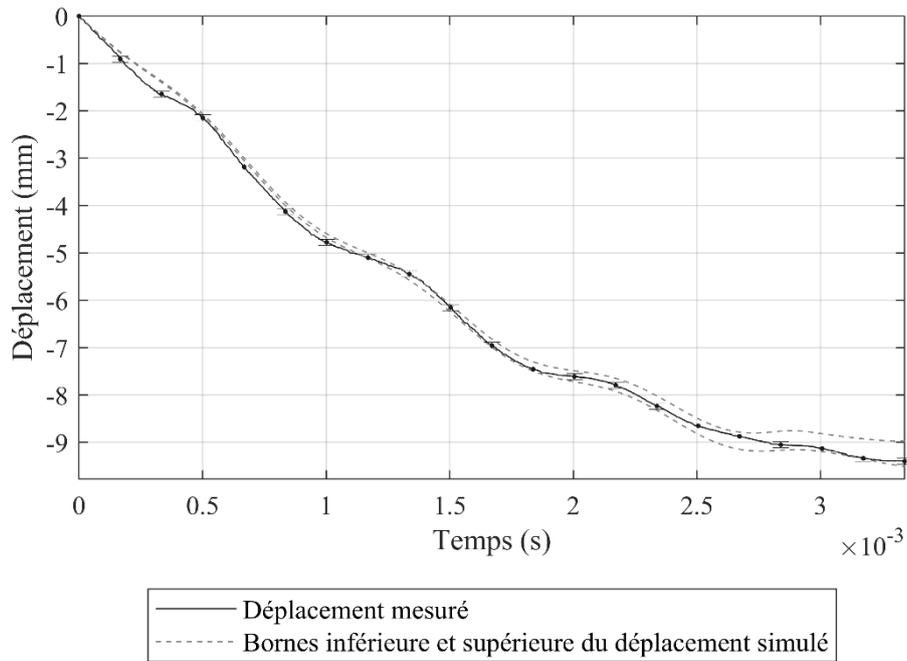


Figure IV-49 Déplacement mesuré et intervalle d'incertitude du déplacement prédit pour le modèle BIM associé au pilon contre-frappe pour la cinquième sur le lopin en cuivre

La Figure IV-50 montre les coefficients de corrélation entre les indicateurs et les paramètres opératoires dont la propagation des incertitudes est étudiée. Les indicateurs tracés en fonction des paramètres opératoires peuvent être observés en Annexe 11. L'incertitude sur la contrainte d'écoulement est celle qui a le plus d'impact sur les indicateurs, tandis que l'influence de la vitesse d'impact est moindre. Par conséquent, pour diminuer l'incertitude sur la prédiction du déplacement, il serait nécessaire de prendre en compte l'influence de la température et de la vitesse de déformation sur la contrainte d'écoulement.

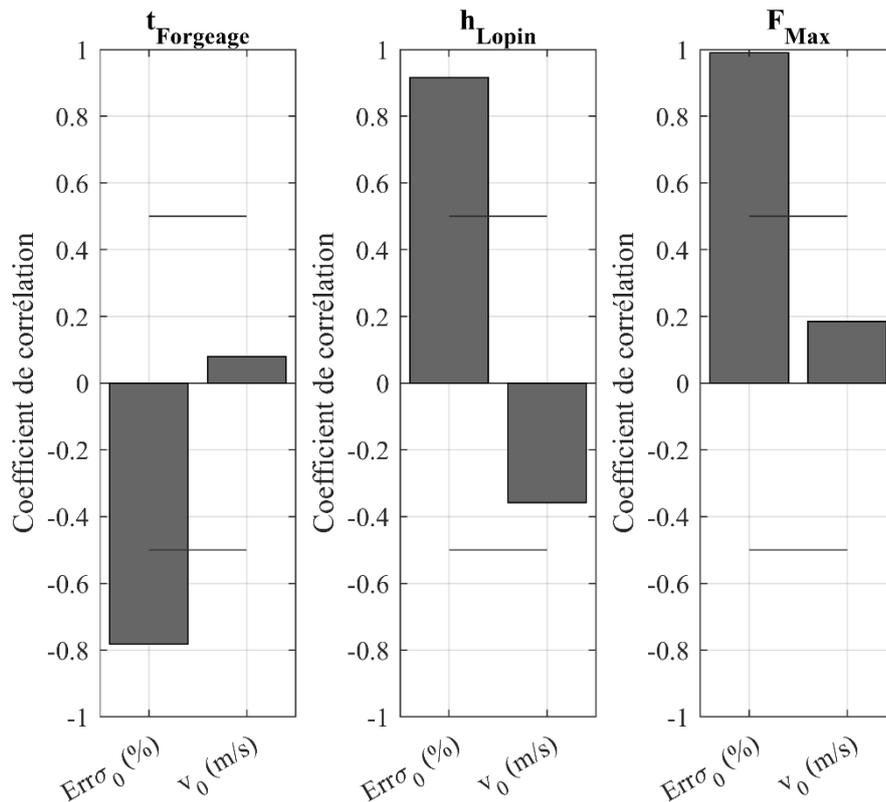


Figure IV-50 Coefficients de corrélation entre indicateurs et paramètres opératoires pour l'étude d'incertitude réalisée avec le modèle BIM associé au pilon contre-frappe

4.2 Prédicativité du modèle

La prédictivité du modèle est évaluée dans des conditions opératoires différentes. D'une part, les prédictions du modèle BIM sont validées pour les autres frappes réalisées sur le lopin en cuivre qui a permis l'identification des paramètres. D'autre part, neuf frappes sont effectuées sur un autre lopin en cuivre de caractéristiques identiques au premier lopin et dans les mêmes conditions expérimentales. Dans les deux cas, les simulations sont réalisées avec le modèle BIM et les paramètres déterminés grâce à la cinquième frappe sur le premier lopin en section 4.1. Par ailleurs, les paramètres opératoires sont adaptés pour chaque simulation en fonction de la frappe considérée. Les résultats de simulation avec le modèle BIM sont ensuite comparés aux résultats expérimentaux. Les lopins et les coups sont identifiés selon la nomenclature L_i-C_j , où L_i correspond au lopin et C_j au coup.

4.2.1 Simulation des frappes avec le modèle BIM

La Figure IV-51 présente le déplacement mesuré et calculé par le modèle BIM ainsi que l'effort F calculé pour les neuf frappes dans le cas du premier lopin. Les signaux sont tracés jusqu'à ce que la hauteur finale du lopin soit atteinte et les échelles des axes sont adaptées en fonction de la frappe. Les allures des courbes de déplacement relatif sont bien prédites par le modèle. Le deuxième mode vibratoire est excité en simulation et décrit les vibrations observées expérimentalement. Avec le nombre de coups, la valeur maximale de l'effort augmente et le temps de forgeage diminue. En simulation, des discontinuités de l'effort peuvent être notées, avec des passages à zéro dus aux pertes de contact entre la masse m_2 et le lopin à cause des vibrations.

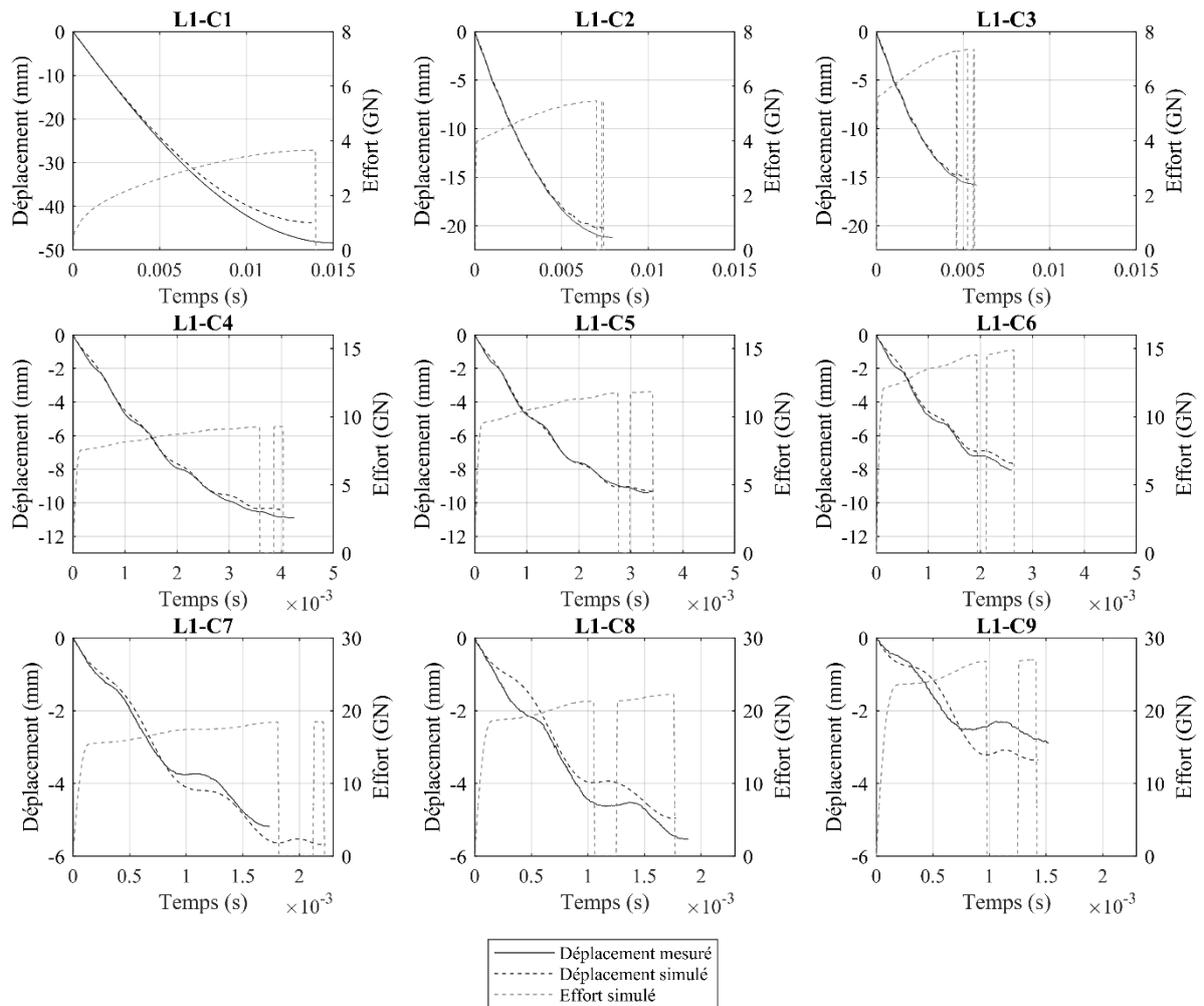


Figure IV-51 Déplacement mesuré, déplacement prédit et effort prédit pour les neuf frappes sur le premier cylindre en cuivre

La Figure IV-52 présente les mêmes courbes, mais cette fois dans le cas du deuxième lopin, et une fois de plus la simulation permet d'obtenir une valeur approchée des déplacements relatifs.

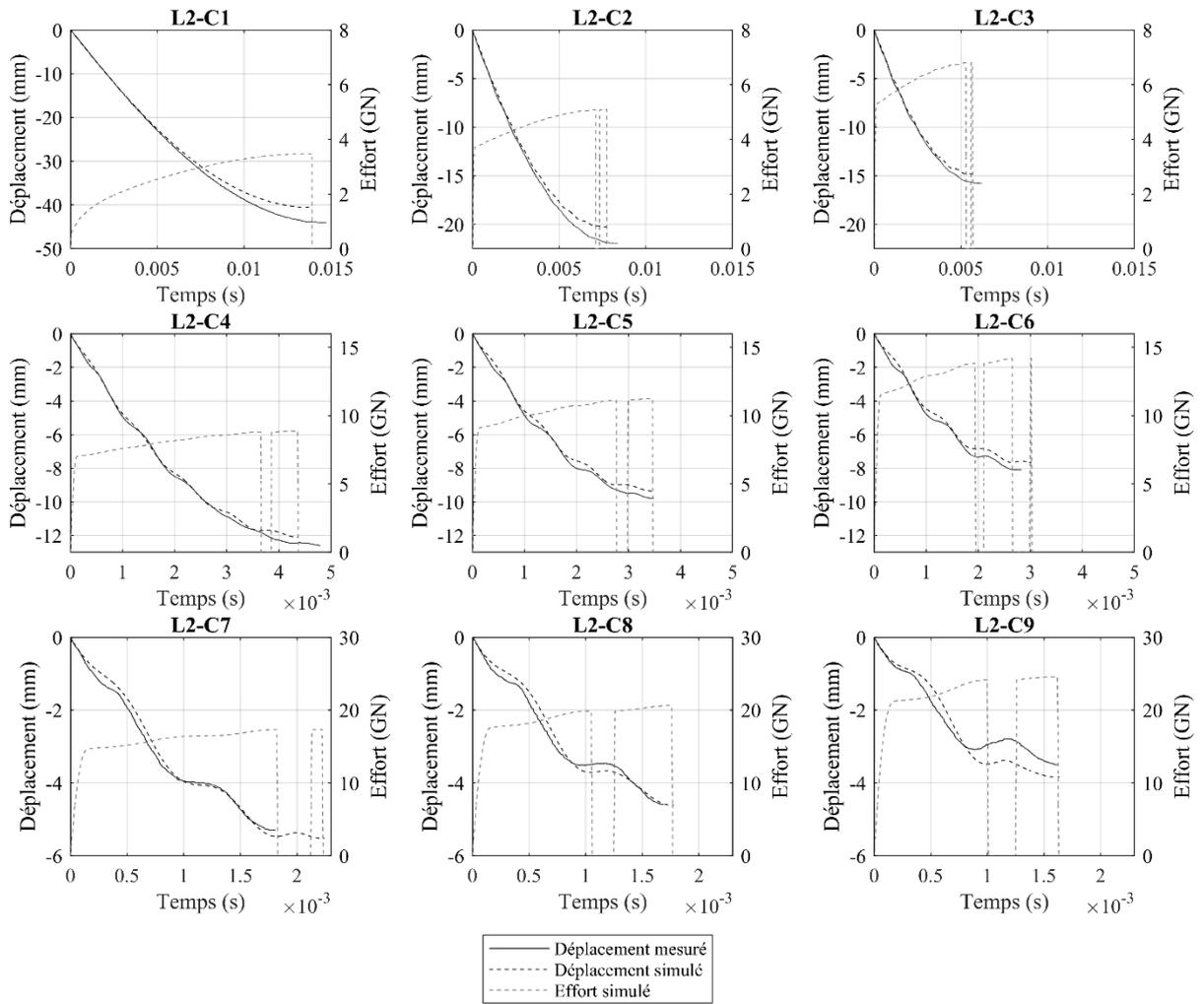


Figure IV-52 Déplacement mesuré, déplacement prédit et effort prédit pour les neuf frappes sur le deuxième cylindre en cuivre

Les Figure IV-53 et Figure IV-54 présentent respectivement les déplacements minimaux et les temps de forgeage mesurés et prédits par la modèle BIM pour chaque frappe pour les deux lopins. Pour les deux lopins, des écarts peuvent être constatés entre les déplacements simulés et mesurés. Les incertitudes associées à la mesure des paramètres opératoires peuvent être à l'origine de ces différences.

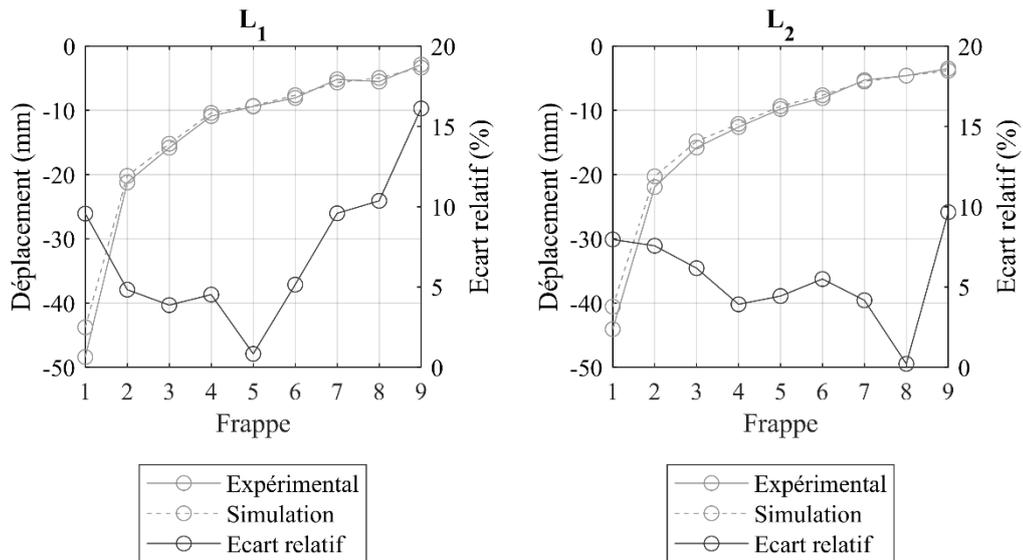


Figure IV-53 Comparaison entre le déplacement minimal mesuré et prédit pour les neuf coups pour les deux lopins

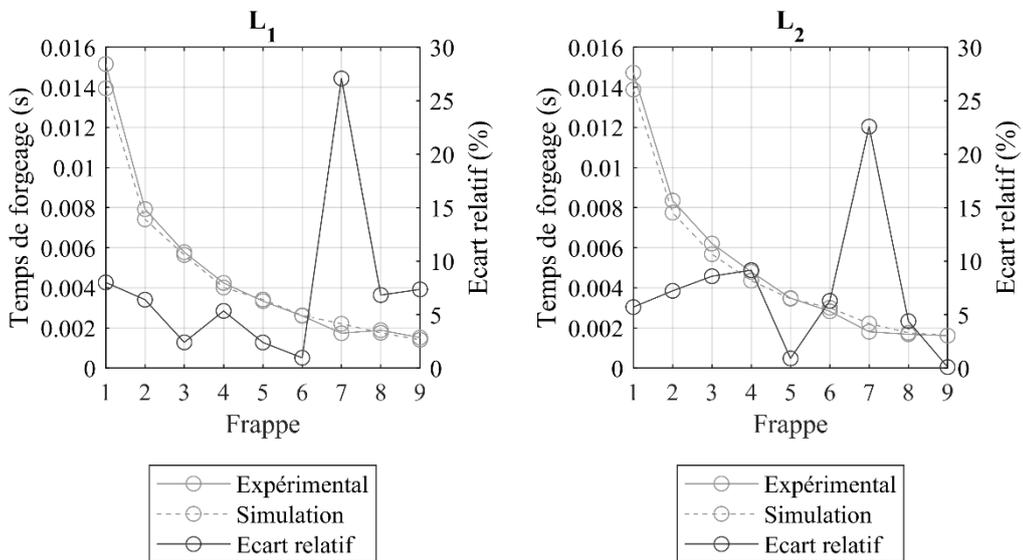


Figure IV-54 Comparaison entre le temps de forgeage mesuré et prédit pour les neuf coups pour les deux lopins

Pour le septième coup et pour les deux lopins, l'écart sur la prédiction du temps de forgeage est plus important que pour les autres coups. La Figure IV-55 montre le déplacement mesuré et prédit ainsi que l'effort F prédit pour la septième frappe sur le premier lopin. Sur l'intervalle [1,81 ; 2,23] ms la simulation prédit une vibration supplémentaire qui n'a pas lieu expérimentalement. La dernière vibration implique une diminution de 0,039 mm du déplacement de la masse m_2 par rapport à la vibration précédente. Cela explique que le déplacement minimal prédit pour la septième frappe ne présente pas un écart plus élevé que pour les autres coups. Une incertitude existe sur les paramètres opératoires et les paramètres du modèle, étant donnée la faible diminution du déplacement entre les deux dernières vibrations, un léger ajustement de ces paramètres ferait disparaître la dernière vibration.

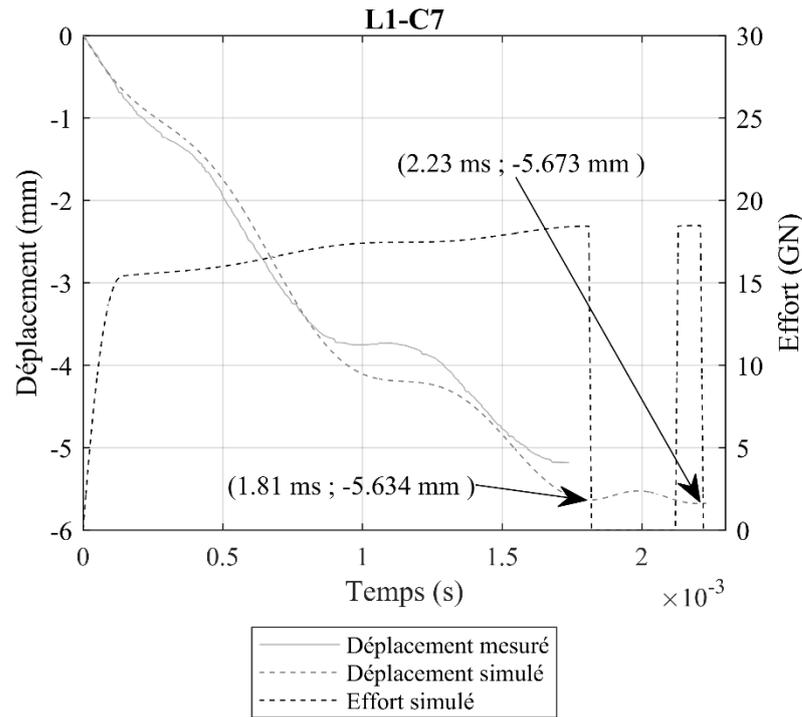


Figure IV-55 Déplacement mesuré, déplacement prédit et efforts prédit pour la septième frappe sur le 1^{ème} cylindre en cuivre

L'étude des profils de déplacement et des indicateurs mesurés et calculés montre donc que le modèle est capable de prédire, avec un écart raisonnable, le déplacement relatif des masses du pilon contre-frappe. L'évolution des indicateurs suit les mêmes tendances que celles observées pour les autres machines de forgeage pilotées en énergie étudiées dans ce chapitre.

4.3 Exploitation du modèle BIM pour la détermination de la distribution de l'énergie introduite et consommée

Contrairement aux machines étudiées dans les sections précédentes, dans le cas du pilon contre-frappe, l'énergie introduite dans le système BIM est sous deux formes : une part provient de l'énergie cinétique des masses m_{Sup} et m_{Inf} à l'impact et une autre part est issue du travail de la force exercée par l'air sous pression sur le piston de commande du pilon notée F_P . Expérimentalement, l'intervalle de temps entre deux frappes est de plusieurs minutes, ce qui laisse le temps au compresseur d'élever la pression de la réserve d'air à la pression de consigne entre chacune des frappes. Ainsi, l'effort F_P est toujours supposé constant. En revenant à la définition du travail d'une force, le travail de F_P peut être exprimé durant la déformation du lopin tel que : $W(F_P) = F_P \cdot X_I(t_{Final})$, avec $X_I(t_{Final})$ le déplacement de m_I lorsque le lopin a atteint sa hauteur finale.

La Figure IV-56 montre l'énergie totale introduite dans le système BIM et la distribution de cette énergie pour chacune des frappes, lorsque la hauteur finale du lopin est atteinte. La majeure partie de l'énergie introduite est apportée par l'énergie cinétique des masses à l'impact. Selon les coups, cette énergie représente entre 84% et 98% de l'énergie introduite. Néanmoins, la part d'énergie introduite issue du travail de F_P , n'est pas négligeable, principalement pour les premières frappes où cette énergie peut représenter 16% de l'énergie totale introduite. La dispersion de l'énergie totale introduite est importante car la vitesse à l'impact varie selon la

frappe. La tendance de l'évolution de l'énergie introduite peut être notée, elle diminue, du fait de la diminution de la contribution du travail de la force F_P avec le nombre de coups.

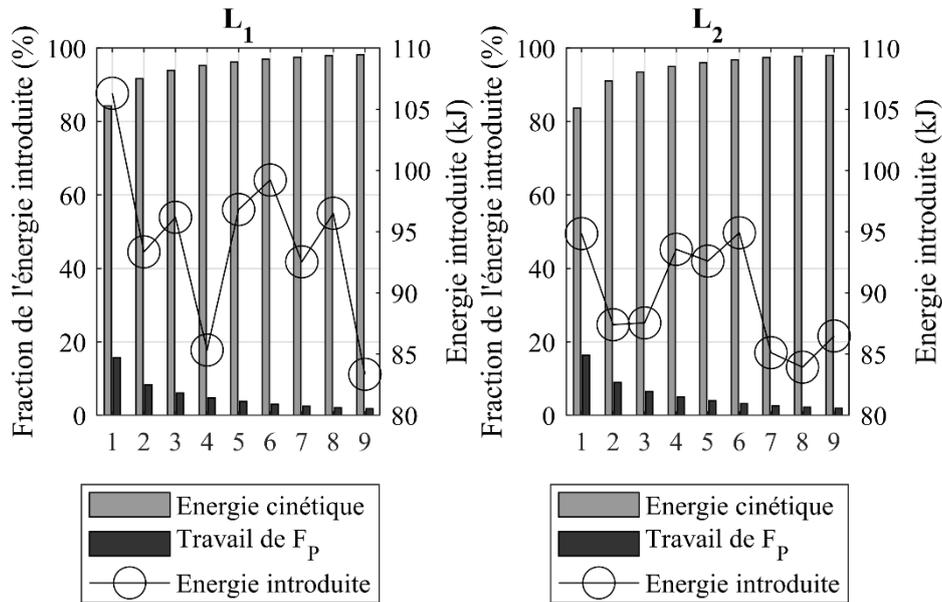


Figure IV-56 Énergie introduite et distribution de l'énergie introduite pour chaque coup dans le cas des deux lopins

La Figure IV-57 montre la distribution de l'énergie et de l'efficacité à l'instant où le lopin atteint sa hauteur finale pour chaque coup. L'efficacité du processus diminue tandis que la part d'énergie introduite dissipée en friction et transformée en énergie élastique, augmente coup après coup. L'efficacité diminue jusqu'à 87% pour le premier lopin. Pour les deux lopins, la décroissance de l'efficacité s'accélère fortement à la neuvième frappe. La répartition de l'énergie non-utilisée change avec le nombre de frappes : l'énergie élastique est de plus en plus importante par rapport à l'énergie dissipée en friction. L'énergie dissipée sous forme d'amortissement est nulle, car le coefficient d'amortissement c_{Moving} est égal à zéro.

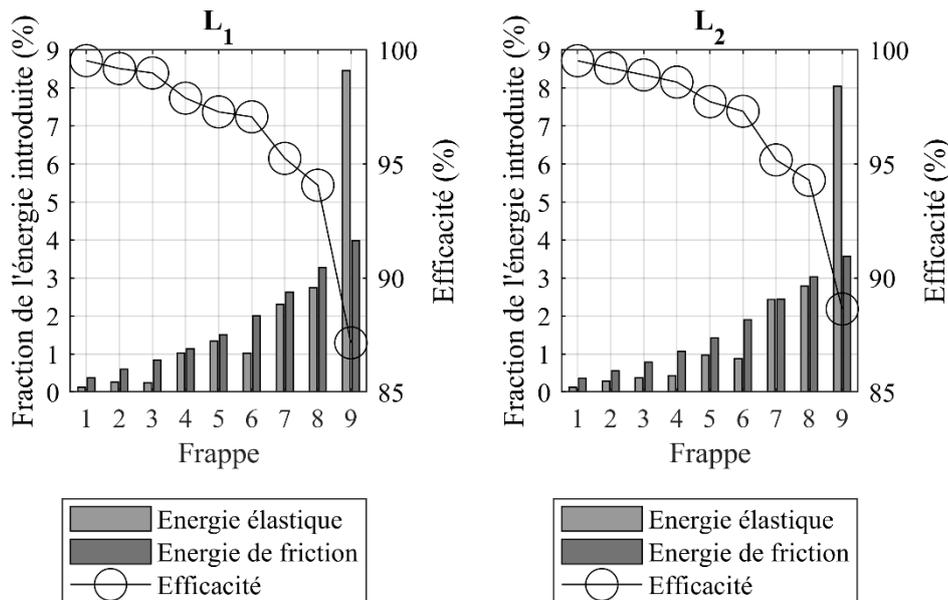


Figure IV-57 Bilan énergétique lorsque la géométrie finale du lopin est atteinte et efficacité du processus pour les deux lopins

L'évolution de l'efficacité est similaire à celles du pilon simple-effet et la presse à vis. Toutefois, le nombre de coups seuil, à partir duquel les indicateurs se stabilisent à leurs valeurs limites, n'a pas été atteint pour le pilon contre-frappe. Une fois encore, l'importance de considérer le comportement du système {machine + outillages} a été montré, son influence devient significative sur le procédé de forgeage après seulement neuf coups. L'évolution de l'efficacité montre que pour des frappes supplémentaires, l'impact des déformations élastiques sur le procédé de forgeage aurait été encore plus élevé.

4.4 Synthèse

Il est possible de se passer d'une instrumentation en effort de la machine pour établir un modèle représentant l'opération d'écrasement et en identifier les paramètres. L'identification sans mesure d'effort n'est possible qu'à la condition d'avoir à disposition une relation entre la hauteur du lopin et l'effort de forgeage, obtenue ici grâce au couplage faible du modèle BIM avec un modèle éléments-finis. Pour cela le lopin a été choisi en cuivre, afin de limiter la dépendance de la contrainte d'écoulement à la température et la vitesse de déformation. Le modèle obtenu est prédictif, il est capable de simuler avec justesse le déplacement relatif des masses du pilon pour plusieurs frappes sur deux lopins différents. Une fois le modèle établi, il est possible de prédire en simulation la consommation d'énergie et l'efficacité des frappes. Grâce à la mesure des paramètres opératoires pour chaque frappe, il serait possible de calculer cette efficacité en temps réel pour une meilleure maîtrise du procédé de forgeage. Enfin, Il est important de considérer l'impact du piston appliquant un effort sur la masse supérieure du pilon et dont la contribution à l'énergie introduite est non négligeable en choc inélastique.

5. Conclusion

L'application de la méthodologie de modélisation au pilon simple-effet fournit un modèle représentatif dans le cas de frappes multiples pour le refoulement de cylindres en acier et en aluminium. Les paramètres du modèle BIM sont donc indépendants du matériau du lopin ayant permis l'identification. Une frappe outil contre outil sur une presse à vis permet d'identifier les coefficients du modèle BIM en s'affranchissant de l'incertitude due à la modélisation du comportement du lopin. Les résultats de simulation présentent un écart avec les valeurs expérimentales pour une frappe sur un cylindre en cuivre lorsque son comportement est modélisé grâce à la méthode des tranches et une contrainte d'écoulement constante. En revanche, le couplage faible entre la simulation éléments-finis et le modèle BIM permet de fournir une représentation fidèle du processus de forgeage en considérant les phénomènes d'érouissage. La justesse des paramètres identifiés avec la frappe outil contre outil et la pertinence du couplage faible sont alors validés. Ce couplage offre la possibilité d'identifier les paramètres du modèle BIM sans mesure directe de l'effort, grâce à une hypothèse sur la loi rhéologique du matériau. Le comportement du pilon contre-frappe est alors modélisé grâce au refoulement d'un lopin en cuivre, en exploitant le déplacement relatif des outils. Ainsi, la progression en plusieurs étapes a permis la modélisation du comportement du pilon contre-frappe.

Dans ces travaux, l'objectif de la modélisation du comportement des machines de forgeage est de prédire l'efficacité de processus de mise en forme. Les trois modèles simulent la diminution de l'efficacité du processus avec le nombre de coups, ce qui est en concordance avec les résultats de la littérature. Cette baisse de l'efficacité est due à la combinaison de

plusieurs phénomènes, cependant cette étude pointe l'importance du comportement élastique du système {machine + outillages}. Son influence est d'autant plus forte que le nombre de coups subis par le lopin est important. Le comportement amortissant du système {machine + outillages} joue aussi un rôle, mais secondaire par rapport aux autres phénomènes dans la consommation de l'énergie introduite.

Dans le cas du pilon contre-frappe, le travail fourni par l'effort appliqué par le piston sur la masse supérieure est important pour des chocs inélastiques, mais négligeable dans le cas de chocs élastiques. En simulation éléments-finis, le travail issu de cet effort est considéré dans l'énergie totale introduite, qui reste constante quel que soit le type de choc. La conséquence pourrait être une surestimation de l'énergie disponible en chocs élastiques par la simulation. Les marteaux pilons double-effets exploitent aussi une force d'entraînement pour accélérer la masse tombante. La mise en forme sur ce type de machines pourrait donc, de façon similaire au pilon contre-frappe, être influencée par cette force d'entraînement.

La propagation des incertitudes associées à la mesure des paramètres opératoires à travers le modèle BIM a été étudiée. Les paramètres ayant l'impact le plus fort sur les prédictions du modèle sont différents selon les cas, du fait de la différence des méthodes de mesure et de la modélisation employée. Pour compléter l'étude, il serait nécessaire d'estimer l'impact des incertitudes des paramètres opératoires sur le processus d'identification et de fournir un intervalle de confiance sur les paramètres identifiés. Comme vu en chapitre II, le temps de calcul pour ces études est important, et celles-ci n'ont pas pu être réalisées dans le temps imparti.

Enfin, la méthodologie générale présentée en chapitre II semble applicable à tous types de machines pilotées en énergie, quelle que soit la technologie. En effet, pour les trois machines étudiées, le modèle proposé est prédictif, capable de fournir une représentation fidèle du processus de forgeage dans des configurations différentes : en multi-coups, en frappe outil contre outil ou avec des matériaux différents. La généricité de la méthodologie introduite dans ces travaux de thèse a été mise à l'épreuve à travers les trois cas étudiés. Les résultats semblent montrer que la méthode est applicable à toutes les machines pilotées en énergie.

Conclusion générale

Dans ces travaux, la question de l'importance de la prise en compte du comportement du système { machine + outillages } lors de la simulation du procédé de forgeage est traitée dans le cas des machines pilotées en énergie. La vocation de ce manuscrit est de fournir une méthodologie permettant de modéliser le comportement d'une machine et de ses outillages, lors d'une frappe, à partir de mesures expérimentales afin de rendre plus prédictives les simulations des opérations de forgeage. Notamment, lorsque le système est sollicité en choc élastique avec une efficacité moindre.

L'étude bibliographique, présentée en chapitre I, montre qu'en modélisant le comportement du système { machine + outillages } à partir du contact outils-lopin et en mesurant la vitesse d'impact entre ces derniers, il est possible de découpler le problème de l'accélération des outils, de celui de la mise en forme. De plus, l'émission d'ondes sonores est essentiellement due au comportement mécanique de la structure de la machine. Cela a conduit à s'intéresser plus précisément au comportement dynamique des moyens de forgeage, durant la mise en forme, pour la détermination de l'énergie utile transmise à la billette. Les modèles proposés dans la littérature ont été développés à partir de la connaissance des éléments constituant la machine et de leurs connexions : soit pour définir le modèle lui-même, soit pour identifier les paramètres du modèle. L'inconvénient de ces approches est qu'une connaissance pointue de la structure de la machine et de son fonctionnement est indispensable, dans le cas contraire, il n'est pas possible de fournir une modélisation adéquate. De nos jours, avec le développement des moyens de mesure et de l'électronique qui permet de réaliser des acquisitions à des fréquences élevées, de nouvelles solutions peuvent être explorées. Il est devenu possible de mesurer l'effort et le déplacement des éléments en mouvement durant la frappe, même si celle-ci est très brève. Il est donc envisageable d'exploiter ces mesures pour la modélisation du comportement de la machine et de ses outillages.

Ainsi, une méthodologie de modélisation dynamique du comportement du système { machine + outillages } durant la mise en forme a été proposée en chapitre II. Cette méthode est basée sur une analyse expérimentale grâce à la mesure d'un nombre limité de grandeurs caractéristiques de forgeage comme l'effort ou le déplacement et de paramètres opératoires comme la vitesse, le coefficient de frottement, les géométries du lopin et la contrainte d'écoulement du matériau. Grâce à une analyse spectrale d'un signal de déplacement ou d'effort, un modèle peut être défini. Celui-ci ne considère pas le comportement réel des éléments particuliers de la machine mais d'un comportement global de la structure à partir de masses, d'amortisseurs et de ressorts. Puis avec l'aide de méthodes numériques d'optimisation, les paramètres du modèle sont identifiés en calant la réponse théorique du modèle sur les courbes expérimentales. Cette méthodologie conduit alors à un modèle « sur-mesure » dont le degré de liberté et les paramètres sont spécifiquement adaptés à la représentation du comportement du système { machine + outillages }. Ce modèle couple le comportement de la Billette (ou lopin), les phénomènes de friction à l'Interface et le comportement de la Machine : il est alors appelé modèle BIM.

L'application de la méthodologie de modélisation nécessite la mesure des grandeurs caractéristiques de forgeage et des paramètres opératoires pour être mise en œuvre. Ainsi, plusieurs protocoles de mesure ont été proposés dans le chapitre III. Selon la technologie de la machine, les grandeurs mesurées restent les mêmes : le déplacement des éléments en

mouvement, la vitesse à l'impact, les coefficients de frottement et les efforts de forgeage. Des solutions de mesure existent quel que soit le type de machine. Il est alors nécessaire d'adapter le protocole en fonction de la grandeur mesurée et de la machine. Pour la mesure du déplacement, un codeur magnétique incrémental intégré à la presse à vis permet de réaliser les mesures. Pour les marteaux pilon, des mesures externes grâce à des caméras sont mises en place. La vitesse d'impact peut ensuite être calculée à partir du déplacement, avec une incertitude faible, malgré les vitesses mises en jeux. Dans les cas étudiés, les phénomènes à l'interface se résument principalement au problème de frottement, qu'il est possible de caractériser par un test de l'anneau ou un essai de compression. Pour la mesure d'efforts, des capteurs intégrés directement à la machine ou aux outillages sont utilisés. Pour le pilon contre-frappe, un capteur est actuellement en cours de développement et n'a donc pas encore pu être exploité dans ces travaux. C'est donc un lopin en cuivre dont la rhéologie est connue, qui a été utilisé comme un capteur dans cette étude.

Une fois les protocoles de mesure développés, la méthodologie de modélisation a pu être appliquée à trois cas d'étude en chapitre IV. La modélisation du comportement d'un pilon contre-frappe a été rendue possible grâce à la validation, étape par étape, des apports scientifiques de chaque étude, à travers les trois parties de ce chapitre qui ont permis :

1. La validation de la capacité du modèle BIM à simuler des frappes multiples, indépendamment du matériau du lopin.
2. Le développement d'un protocole pour définir le modèle BIM et identifier ses paramètres lors d'une frappe outil contre outil et la validation du couplage faible entre le modèle BIM et une simulation numérique.
3. La mise en place d'une identification des paramètres du modèle BIM sans instrumentation en effort en exploitant le couplage faible et la modélisation du comportement d'un pilon contre-frappe et de ses outillages.

Les prédictions des modèles concernant l'effort de forgeage, le déplacement des outils et la hauteur finale du lopin sont justes. Ces prédictions sont comparées aux valeurs expérimentales dans plusieurs configurations. Le caractère prédictif du modèle est donc validé. Par ailleurs, la méthodologie est mise en œuvre sur trois technologies de machines : un pilon simple-effet, une presse à vis et un pilon contre-frappe. Ainsi, la généralité de la méthode a été mise à l'épreuve, elle semble applicable quel que soit le type de machine pilotée en énergie.

Une étude d'incertitude a permis d'estimer l'impact de la propagation des incertitudes de mesure des paramètres opératoires sur la prédiction des grandeurs caractéristiques de forgeage calculées par le modèle. Selon les cas, les paramètres opératoires ayant la plus grande influence ne sont pas les mêmes. Ces paramètres sont : la vitesse d'impact et l'effort maximal mesuré pour le pilon simple-effet ; le coefficient de frottement pour la presse à vis ; la contrainte d'écoulement pour le pilon contre-frappe. Les paramètres opératoires dont l'influence est la plus forte sur la prédiction des grandeurs caractéristiques de forgeage, devront faire l'objet d'une étude approfondie dans le choix du moyen et du protocole de mesure, afin d'obtenir l'incertitude la plus faible.

Le modèle BIM décrit le comportement de la machine et de ses outillages, grâce au système masses-ressorts-amortisseurs. La dynamique du système { machine + outillages } est représentée par le modèle durant le forgeage en considérant le lopin, qui interagit avec la machine. Cette interaction passe par l'application d'un effort, sur le système masses-ressorts-amortisseurs par

le lopin, l'effort étant fonction de la hauteur courante de la billette. Cet effort est calculé avec deux méthodes différentes : une méthode analytique et une méthode numérique. Cette dernière est basée sur un couplage faible entre le modèle BIM et un modèle élément-finis, dont les outils sont définis rigides. La simulation éléments-finis permet alors d'estimer la relation entre les efforts de forgeage et la hauteur du lopin, qui peut ensuite être intégrée au modèle BIM. Les deux simulations, éléments-finis et BIM, sont donc indépendantes. Avec cette méthode, les prédictions du modèle BIM, par rapport à la méthode analytique issue de la méthode des tranches, sont améliorées. Par ailleurs l'utilisation d'une simulation éléments-finis permet de s'affranchir d'une mesure d'effort et d'exploiter uniquement le déplacement relatif des outils pour l'identification des paramètres du modèle BIM. Cette approche est une alternative à l'instrumentation en effort du pilon contre-frappe.

Les modèles développés étant validés, il est possible de les exploiter pour la détermination de la distribution de l'énergie en fin de forgeage. Le comportement élastique et amortissant du système {machine + outillages} explique une part plus ou moins importante de l'énergie non-utile à la déformation qui est fonction de la machine et des paramètres opératoires. Dans les cas étudiés, la somme de l'énergie élastique et amortie est estimée à 10% de l'énergie totale introduite, avant même que le dixième coup sur la billette soit atteint. La tendance est à une augmentation de l'énergie élastique avec le nombre de coups, ce qui est à l'origine de la baisse d'efficacité du processus. Ce phénomène explique la transition du choc inélastique au choc élastique, coup après coup, décrite dans la littérature. Ainsi, pour des gammes de forgeage constituées d'un nombre de coups plus important, les pertes énergétiques dues à ces phénomènes pourraient être significatives et mal anticipées par la simulation éléments-finis. L'amortissement a un rôle secondaire dans la consommation de l'énergie, représentant toujours moins de 3% de l'énergie introduite dans les cas étudiés.

Dans le cas du pilon contre-frappe, l'effort d'entraînement, issu d'une pression pneumatique, appliqué sur la masse supérieure du pilon a une influence durant le forgeage. Le travail de cette force représente une part significative de l'énergie introduite dans le cas de chocs inélastiques, mais ce travail devient beaucoup plus faible, voire négligeable comme dans le cas d'étude, pour des chocs élastiques. Ce travail est pris en compte dans l'énergie totale introduite en simulation éléments-finis. Cependant, ces simulations supposent que l'énergie introduite reste constante quel que soit le type de choc. Cela pourrait avoir, pour conséquence, une surestimation de l'énergie introduite lors de la simulation de chocs élastiques. Cette conclusion peut être étendue plus généralement aux pilons double-effet dont le principe d'entraînement de la masse tombante est le même.

Perspectives

Le caractère prédictif du modèle BIM a été évalué dans différentes configurations. Néanmoins, en première approche, ces travaux se sont limités aux refoulements de lopins cylindriques. L'utilisation de cette géométrie a permis de déterminer les efforts de forgeage analytiquement, grâce à la méthode des tranches pour les études préliminaires sur le pilon simple-effet et la presse à vis. De plus, l'utilisation de cylindres a permis de déterminer les conditions de frottement, sans essais dédiés, lors de la campagne d'essais sur le pilon contre-frappe. La prochaine étape est la validation des prédictions du modèle BIM, dans le cas d'une pièce aux géométries plus complexes, pour se rapprocher d'un cas industriel. Ces travaux ont montré la pertinence du couplage faible, qui peut aussi être exploité pour des pièces plus

complexes qu'un cylindre. Une simulation éléments-finis permettrait de déterminer la relation entre les efforts de forgeage et le déplacement des outils, et cette relation serait ensuite utilisée par le modèle BIM pour simuler la frappe. Les prédictions pourraient alors être comparées à des mesures expérimentales pour être validées.

Les signaux d'effort et de déplacement enregistrés lors de frappes outils contre outils sur la presse à vis ont mis en évidence deux impacts entre les outils lors de la même frappe. Dans ces travaux, le premier contact entre les outils n'a pas été considéré lors de la définition du modèle et de l'identification des paramètres. La comparaison des résultats de simulation avec des mesures expérimentales pour un choc inélastique sur un lopin en cuivre a montré que le modèle fournit une bonne représentation de l'opération de forgeage. Cependant, les prédictions du modèle pour plusieurs frappes consécutives sur ce même lopin n'ont pas pu être comparées à des mesures expérimentales. Il conviendrait de mettre en place une campagne d'essais en réalisant des coups multiples sur un même lopin. Cela permettrait de mettre en évidence ou non l'existence de deux contacts, quand les conditions se rapprochent d'un choc élastique similaire à une frappe outil contre outil. Il serait alors possible de déterminer si la non prise en compte de ce premier contact affecte la justesse de la modélisation. Le cas échéant, cela montrerait la nécessité d'affiner le modèle pour prendre en compte ce phénomène.

Un couplage faible entre une simulation éléments-finis et le modèle BIM a été mis en place. L'avantage de ce couplage faible est que les deux simulations sont indépendantes et ne nécessitent pas d'être synchronisées à chaque incrément de calcul. Cependant, une approximation de l'allure des courbes de déplacement des outils, par une parabole, est nécessaire pour mener à bien les simulations éléments-finis. De plus, dans le cas de frappes multiples sur un même lopin, le couplage faible implique de négliger l'influence de la vitesse de déformation et de la température, sur le calcul de la contrainte d'écoulement. Un couplage à chaque incrément de calcul du modèle éléments-finis et du modèle BIM est une piste d'amélioration qui permettrait de ne plus négliger ces aspects. Les simulations seraient donc plus prédictives, il reste toutefois à estimer l'impact sur le temps de calcul du couplage entre les deux modèles.

Sur le pilon contre-frappe, un lopin en cuivre de rhéologie connue et une simulation éléments-finis, ont permis d'obtenir la relation entre l'effort de forgeage et la hauteur de la billette. Le lopin joue alors le rôle de capteur, permettant ainsi de se passer d'une instrumentation en effort, pour l'identification des paramètres du modèle BIM. Avec cette approche, les incertitudes sur le calcul de l'effort de forgeage se propagent sur les paramètres identifiés pour le modèle. C'est pour cette raison qu'un capteur d'effort pour un pilon contre-frappe est en cours de développement, supportant les énergies et les efforts mis en jeu, tout en étant adapté aux conditions dynamiques et aux fortes températures. La mesure directe de l'effort permettra l'application de la méthodologie présentée dans ce manuscrit, pour modéliser le comportement du pilon contre-frappe, sans passer par le déplacement des outils et la loi rhéologique du matériau. Les résultats de cette étude, utilisant un véritable capteur, pourraient confirmer les résultats obtenus avec la méthode utilisant un lopin en cuivre en guise de capteur. Dans ce cas, l'utilisation d'un lopin de rhéologie connue, pourrait se substituer à une instrumentation en effort pour la modélisation du comportement de marteaux pilons. De plus, le capteur permettra une mesure d'effort pour le forgeage de pièces aux géométries complexes ou dans un matériau dont la rhéologie n'est pas connue, afin de valider les prédictions du modèle BIM.

En chapitre II, une méthode permettant d'évaluer la sensibilité du processus d'identification à l'incertitude sur la mesure des grandeurs caractéristiques de forgeage et des paramètres opératoires a été proposée. Cette méthode n'a pas pu être mise en place dans le temps imparti pour les trois cas d'étude du chapitre IV. Réaliser cette étude permettrait de déterminer le degré de confiance sur les paramètres des modèles et consoliderait les résultats des identifications.

Dans ces travaux, l'intérêt a été porté sur la distribution de l'énergie durant le processus de mise en forme. Grâce à la mesure des paramètres opératoires en temps réel et au modèle BIM, l'efficacité du processus de forgeage pourrait être calculée lors de chaque frappe. Une application directe serait l'optimisation de l'efficacité pour un meilleur contrôle de l'énergie consommée, cependant une portée plus large peut être trouvée à la maîtrise de l'efficacité de la mise en forme. La propagation des vibrations mécaniques et des ondes sonores aux abords des sites de production est un réel enjeu environnemental et industriel, car à l'origine de nuisances pour les habitants des villes voisines. Ces phénomènes sont directement liés à l'efficacité de la frappe, car ce sont des conséquences de la sollicitation du système {machine + outillages} (cf. chapitre I). Ainsi, la prédiction de l'efficacité lors de chaque frappe permettrait d'alerter l'opérateur lorsque l'efficacité atteint un certain seuil, afin de stopper le forgeage qui à ce stade ne serait de toute façon plus efficace. D'une part, le contrôle de la consommation de l'énergie serait amélioré, et d'autre part, les nuisances dues aux vibrations et aux ondes acoustiques produites durant le forgeage seraient réduites.

Références

- Acary, V. & B. Brogliato 2004 « Coefficients de restitution et efforts aux impacts: Revue et comparaison des estimations analytiques », *Rapport de recherche RR-5401, INRIA*.
- Akay, A. 1978 « A Review of Impact Noise », *The Journal of the Acoustical Society of America* 64.4 : 977-987. doi : 10.1121/1.2773928.
- Altan, T., G. Ngaile & G. Shen 2005 *Cold and Hot Forging: Fundamentals and Applications*, ASM International (« Cold and Hot Forging: Fundamentals and Applications » vol. 1). [En ligne] : <https://books.google.fr/books?id=ieisfCEvObIC>.
- Altan, T. & D. E. Nichols 1972 « Use of Standardized Copper Cylinders for Determining Load and Energy in Forging Equipment », *Journal of Engineering for Industry* 94.3 : 769. doi : 10.1115/1.3428249.
- AMVALOR 2020 « Définition d'une Méthodologie de Traitement des Courbes et Présentation des Résultats du Dépouillement », *Rapport technique*.
- Arentoft, M., M. Eriksen & T. Wanheim 2000 « Determination of Six Stiffnesses for a Press », *Journal of Materials Processing Technology* 105.3 : 246-252. doi : 10.1016/S0924-0136(00)00559-8.
- Arentoft, M. & T. Wanheim 2005 « A New Approach to Determine Press Stiffness », *CIRP Annals* 54.1 : 265-268. doi : 10.1016/S0007-8506(07)60099-7.
- Barbelet, M. 2015 « Enhanced Model For Hammer Forging Simulation », *Transvalor*.
- Behrens, B.-A., C. Brecher, M. Hork & M. Werbs 2007 « New Standardized Procedure for the Measurement of the Static and Dynamic Properties of Forming Machines », *Production Engineering* 1.1 : 31-36. doi : 10.1007/s11740-007-0005-0.
- Behrens, B.-A., R. Krimm, M. Kammler, J. Schrödter & C. Wager 2012 « Fatigue Analysis of a Mechanical Press by Means of the Hybrid Multi-Body Simulation », *Production Engineering* 6.4-5 : 421-430. doi : 10.1007/s11740-012-0401-y.
- Borkowski, J. & J. Mroczka 2010 « LIDFT Method with Classic Data Windows and Zero Padding in Multifrequency Signal Analysis », *Measurement* 43.10 : 1595-1602. doi : 10.1016/j.measurement.2010.09.001.
- BOUDET, R. 2003 « Comportement vibratoire de systèmes mécaniques », *Techniques de l'ingénieur Vibrations en milieu industriel, mesures, surveillance et contrôle* base documentaire: TIB424DUO.ref. article: bm5100. [En ligne]: <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/environnement-securite-th5/vibrations-en-milieu-industriel-mesures-surveillance-et-controle-42424210/comportement-vibratoire-de-systemes-mecaniques-bm5100/>.
- Brach, R. M. 1989 « Rigid Body Collisions », *Journal of Applied Mechanics* 56.1 : 133. doi : 10.1115/1.3176033.
- Brecher, C., M. Esser & S. Witt 2009 « Interaction of Manufacturing Process and Machine Tool », *CIRP Annals* 58.2 : 588-607. doi : 10.1016/j.cirp.2009.09.005.

Brecher, C., W. Klein & M. Tannert 2010 « Optimization of Multi-Stage Closed-Die Forging Processes by Coupled Simulation of the Machine and the Forging Processes », *Production Engineering* 4.2-3 : 279-286. doi : 10.1007/s11740-010-0226-5.

BROSSARD Jean-Pierre 1997 « Mécanique générale Dynamique : théorie classique du choc », *Techniques de l'ingénieur Bases en mécanique physique* base documentaire : TIB110DUO.ref. article : a1668. [En ligne] : <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/sciences-fondamentales-th8/bases-en-mecanique-physique-42110210/mecanique-generale-a1668/>.

CATZ, C. 1996 « Analyseurs de fourier », *Techniques de l'ingénieur. Mesures et contrôle* R1156 : R1156-1.

CETIM 1989 « Mesures du coefficient de frottement au niveau de l'interface métal-outil lors de la mise en forme par forgeage », *Rapport technique*.

Chehab, A. G. & M. H. El Naggar 2003 « Design of Efficient Base Isolation for Hammers and Presses », *Soil Dynamics and Earthquake Engineering* 23.2 : 127-141. doi : 10.1016/S0267-7261(02)00157-4.

Chehab, A. G. & M. H. El Naggar 2004 « Response of Block Foundations to Impact Loads », *Journal of Sound and Vibration* 276.1-2 : 293-310. doi : 10.1016/j.jsv.2003.07.028.

Chen, R., Z. Li, K. Zhong, X. Liu, Y. Wu, C. Wang & Y. Shi 2019 « A Stereo-Vision System for Measuring the Ram Speed of Steam Hammers in an Environment with a Large Field of View and Strong Vibrations », *Sensors* 19.5 : 996. doi : 10.3390/s19050996.

Chevallier, G. 2012 « Amortir les vibrations et les instabilités sans se mettre dans tous ses états », *Habilitation à Diriger des Recherches de l'Université Pierre et Marie-Curie*.

Chodnikiewicz, K. & R. Balendra 2000 « The Calibration of Metal-Forming Presses », *Journal of Materials Processing Technology* 106.1-3 : 28-33. doi : 10.1016/S0924-0136(00)00633-6.

Chodnikiewicz, K., R. Balendra & T. Wanheim 1994 « A New Concept for the Measurement of Press Stiffness », *Journal of Materials Processing Technology* 44.3-4 : 293-299. doi : 10.1016/0924-0136(94)90442-1.

Chow, Y. K. & D. M. Yong 1993 « Hammer Foundation Analysis by the Wave Equation », *Computers & Structures* 47.1 : 107-110. doi : 10.1016/0045-7949(93)90283-J.

Christiansen, P., P. A. F. Martins & N. Bay 2016 « Friction Compensation in the Upsetting of Cylindrical Test Specimens », *Experimental Mechanics* 56.7 : 1271-1279. doi : 10.1007/s11340-016-0164-z.

Croin, M., A. Ghiotti & S. Bruschi 2007 « Influence Of Forming Machine Stiffness On Product Quality In Hot Forging Operations », in AIP : 493-498. doi : 10.1063/1.2729561.

Dao, M., L. Lu, Y. F. Shen & S. Suresh 2006 « Strength, Strain-Rate Sensitivity and Ductility of Copper with Nanoscale Twins », *Acta Materialia* 54.20 : 5421-5432. doi : 10.1016/j.actamat.2006.06.062.

Davis, J. R., S. Semiatin & A. M. Handbook 1989 « Vol. 14: Forming and Forging », *ASM International* 14.

DIN 1986 « VDI 3193 : Hydraulic presses for cold forging and Sheet metal working Measuring instruction for acceptance », *Deutsches Institut für Normung (Institut allemand de normalisation)*.

Durand, C., R. Bigot & C. Baudouin 2017 « Contribution à la caractérisation des moyens de mise en forme : Application aux presses à vis », *Congrès français de mécanique*. [En ligne] : <http://hdl.handle.net/2042/63120>.

— 2018 « Contribution to Characterization of Metal Forming Machines: Application to Screw Presses », *Procedia Manufacturing* 15 : 1024-1032. doi : 10.1016/j.promfg.2018.07.391.

Ebrahimi, R. & A. Najafizadeh 2004 « A New Method for Evaluation of Friction in Bulk Metal Forming », *Journal of Materials Processing Technology* 152.2 : 136-143. doi : 10.1016/j.jmatprotec.2004.03.029.

El Hifnawy, L. & M. Novak 1984 « Response of Hammer Foundations to Pulse Loading », *International Journal of Soil Dynamics and Earthquake Engineering* 3.3 : 124-132. doi : 10.1016/0261-7277(84)90042-1.

FORGE 2011 « *FORGE/Documentation Transvalor S. A, Sophia Antipolis, France* ».

Frigo, M. & S. G. Johnson 2005 « The design and implementation of FFTW3 », *Proceedings of the IEEE* 93.2 : 216-231.

Galdos, L., E. S. de Argandoña, N. Herrero, M. Ongay, J. Adanez & M. Sanchez 2014 « The Calibration of High Energy-Rate Impact Forging Hammers by the Copper-Column Upsetting Method and High Speed Camera Measurements », *Key Engineering Materials* 611-612 : 173-177. doi : 10.4028/www.scientific.net/KEM.611-612.173.

Gavrus, A., H. Francillette & D. T. Pham 2012 « An Optimal Forward Extrusion Device Proposed for Numerical and Experimental Analysis of Materials Tribological Properties Corresponding to Bulk Forming Processes », *Tribology International* 47 : 105-121. doi : 10.1016/j.triboint.2011.10.013.

Ghassemali, E., M.-J. Tan, A. E. W. Jarfors & S. C. V. Lim 2013 « Progressive Microforming Process: Towards the Mass Production of Micro-Parts Using Sheet Metal », *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 66.5-8 : 611-621. doi : 10.1007/s00170-012-4352-4.

Ghiotti, A. & P. F. Bariani 2007 « Evaluating the Press Stiffness in Realistic Operating Conditions », in *Advanced Methods in Material Forming*, Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg : 189-198. doi : 10.1007/3-540-69845-0_11.

Gregorian, V., M. M. Sadek & S. A. Tobias 1976 « Noise Generated by a Laboratory Drop Hammer and Its Interrelation with the Structural Dynamics and Process Parameters », *International Journal of Machine Tool Design and Research* 16.4 : 301-318. doi : 10.1016/0020-7357(76)90040-8.

Großmann, K., A. Hardtmann, H. Wiemer, L. Penter & S. Kriechenbauer 2013 « Advanced Forming Process Model - AFPM », in B. Denkena & F. Hollmann dir. *Process Machine Interactions*, Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg : 383-401. doi : 10.1007/978-3-642-32448-2_17.

- Habraken, A. M. & S. Cescotto 1990 « An Automatic Remeshing Technique for Finite Element Simulation of Forming Processes », *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 30.8 : 1503-1525. doi : 10.1002/nme.1620300811.
- Haller, H. W. 1983 « The Force in a Die Forging Hammer », *Journal of Engineering for Industry* 105.4 : 270. doi : 10.1115/1.3185898.
- Hammami, C. 2014 « Intégration de modèles de jonctions dissipatives dans la conception vibratoire de structures amorties », *Thèse de doctorat Arts et Métiers ParisTech*.
- Hansel, A. & T. Spittel 1978 *Kraft-und Arbeitsbedarf bildsamer Formgebungsverfahren: mit 51 Tabellen*, Dt. Verlag für Grundstoffindustrie.
- Harris, C. M. & A. G. Piersol 2002 *Harris' Shock and Vibration Handbook*, McGraw-Hill (« McGraw-Hill handbooks »). [En ligne] : <https://books.google.fr/books?id=qphRAAAAMAAJ>.
- Harwood, M. & M. Novak 1986 « Uplift in Hammer Foundations », *Soil Dynamics and Earthquake Engineering* 5.2 : 102-117. doi : 10.1016/0267-7261(86)90004-7.
- Heidari, M. & M. H. El Naggar 2010 « Using Reinforced Soil Systems in Hammer Foundations », *Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Ground Improvement* 163.2 : 121-132. doi : 10.1680/grim.2010.163.2.121.
- Henry, M. 1981 *Optique géométrique*, Ed. Techniques Ingénieur.
- Hodgson, D. C. 1976 « Platen Deceleration as a Mechanism of Noise Production in Impact Forming Machines », *Journal of Mechanical Engineering Science* 18.3 : 126-130. doi : 10.1243/JMES_JOUR_1976_018_022_02.
- Hodgson, D. C. & J. E. Bowcock 1975 « Billet Expansion as a Mechanism for Noise Production in Impact Forming Machines », *Journal of Sound and Vibration* 42.3 : 325-335. doi : 10.1016/0022-460X(75)90248-5.
- Hongtang, L. & L. Bufang 2003 « Research of the dynamic characteristics on a new hydraulic system of electro-hydraulic hammer », *Chinese Journal of Mechanical Engineering* 1 : 24-26.
- Javadi, M., B.-A. Behrens & R. Krimm 2010 « Efficient Control of Metal-Forming Machines with an Automated Load and Measurement Device », *Production Engineering* 4.1 : 95-100. doi : 10.1007/s11740-009-0195-8.
- Jia, F. & F. Xu 2014 « Dynamic analysis of closed high-speed precision press: Modeling, simulation and experiments », *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 228.13 : 2383-2401. doi : 10.1177/0954406213517093.
- Kroiß, T., U. Engel & M. Merklein 2013 « Comprehensive Approach for Process Modeling and Optimization in Cold Forging Considering Interactions between Process, Tool and Press », *Journal of Materials Processing Technology* 213.7 : 1118-1127. doi : 10.1016/j.jmatprotec.2012.09.004.

- Kroiss, T., U. Engel, M. Merklein, F. Barlat, Y. H. Moon & M. G. Lee 2010 « Process Modeling In Cold Forging Considering The Process-Tool-Machine Interactions », *NUMIFORM 2010: Proceedings of the 10th International Conference on Numerical Methods in Industrial Forming Processes Dedicated to Professor O. C. Zienkiewicz (1921–2009)* : 312-319. doi : 10.1063/1.3457568.
- Krušič, V., M. Arentoft, S. Mašera, A. Pristovšek & T. Rodič 2011 « A Combined Approach to Determine Workpiece-Tool-Press Deflections and Tool Loads in Multistage Cold-Forging », *Journal of Materials Processing Technology* 211.1 : 35-42. doi : 10.1016/j.jmatprotec.2010.08.020.
- Kulkarni, K. M. & S. Kalpakjian 1969 « A Study of Barreling as an Example of Free Deformation in Plastic Working », *Journal of Engineering for Industry* 91.3 : 743-754. doi : 10.1115/1.3591680.
- Lange, K. 1985 « Handbook of metal forming », *McGraw-Hill Book Company, 1985*, : 1216.
- Lee, C. & S. A. Tobias 1985 « Micro-Computer Control of Petro-Forge Machines », *International Journal of Machine Tool Design and Research* 25.3 : 245-267. doi : 10.1016/0020-7357(85)90004-6.
- Lee, Y., J. Lee & T. Ishikawa 2002 « Analysis of the Elastic Characteristics at Forging Die for the Cold Forged Dimensional Accuracy », *Journal of Materials Processing Technology* 130-131 : 532-539. doi : 10.1016/S0924-0136(02)00800-2.
- Li, G., J. Wang, C. Chen, H. Tian, C. Zhou, F. Xu & X. Shi 2016 « Static and dynamic characteristic analysis of high-speed press bed based on virtual simulation », *Journal of Vibroengineering* 18.3 : 1417-1434. doi : 10.21595/jve.2016.16591.
- Li, P. & G. Hong 1997 « On the Stiffness of Screw Presses », *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 37.1 : 93-100. doi : 10.1016/0890-6955(95)00062-3.
- Li, Y. P., E. Onodera, H. Matsumoto & A. Chiba 2009 « Correcting the Stress-Strain Curve in Hot Compression Process to High Strain Level », *Metallurgical and Materials Transactions A* 40.4 : 982-990. doi : 10.1007/s11661-009-9783-7.
- Lu, B. & H. Ou 2012 « Quantification of Press Elasticity in the Forging of Three-Dimensional Complex Shapes », *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* 226.3 : 466-477. doi : 10.1177/0954405411423156.
- Lu, L., R. Schwaiger, Z. W. Shan, M. Dao, K. Lu & S. Suresh 2005 « Nano-Sized Twins Induce High Rate Sensitivity of Flow Stress in Pure Copper », *Acta Materialia* 53.7 : 2169-2179. doi : 10.1016/j.actamat.2005.01.031.
- Mathworks 2020 « *Matlab: User's Guide (R2020a)* ». [En ligne] : <https://fr.mathworks.com/help>.
- Metropolis, N. & S. Ulam 1949 « The monte carlo method », *Journal of the American statistical association* 44.247 : 335-341.
- Moré, J. J. & D. C. Sorensen 1983 « Computing a Trust Region Step », *SIAM Journal on Scientific and Statistical Computing* 4.3 : 553-572. doi : 10.1137/0904038.

- Narayanasamy, R., R. S. N. Murthy, K. Viswanatham & G. R. Chary 1988 « Prediction of the Barreling of Solid Cylinders under Uniaxial Compressive Load », *Journal of Mechanical Working Technology* 16.1 : 21-30. doi : 10.1016/0378-3804(88)90136-2.
- Nelder, J. A. & R. Mead 1965 « A Simplex Method for Function Minimization », *The Computer Journal* 7.4 : 308-313. doi : 10.1093/comjnl/7.4.308.
- Novak, M. 1983 « Foundations for Shock-Producing Machines », *Canadian Geotechnical Journal* 20.1 : 141-158. doi : 10.1139/t83-013.
- Novak, M. & L. El Hifnawy 1983 « Vibration of Hammer Foundations », *International Journal of Soil Dynamics and Earthquake Engineering* 2.1 : 43-53. doi : 10.1016/0261-7277(83)90026-8.
- Osakada, K., T. Kawasaki, K. Mori & N. Taniguchi 1981 « A method of determining flow stress under forming conditions », *CIRP annals* 30.1 : 135-138.
- Ou, H. 2006 « Prediction of Dimensional Errors in 3D Complex Shapes Due to Press Elasticity », *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 31.1-2 : 61-70. doi : 10.1007/s00170-005-0178-7.
- Ou, H. & C. G. Armstrong 2006 « Evaluating the Effect of Press and Die Elasticity in Forging of Aerofoil Sections Using Finite Element Simulation », *Finite Elements in Analysis and Design* 42.10 : 856-867. doi : 10.1016/j.finel.2006.01.006.
- Payelleville, M. 2016 « Etude des chocs sur le marteau pilon MONTBARD LG 1000 - Amélioration de la simulation des chocs durs », *Rapport technique*.
- Rao, K. P. & K. Sivaram 1993 « A Review of Ring-Compression Testing and Applicability of the Calibration Curves », *Journal of Materials Processing Technology* 37.1-4 : 295-318. doi : 10.1016/0924-0136(93)90098-Q.
- Richards, E. J., I. Carr & M. Westcott 1983 « On the Prediction of Impact Noise, V: The Noise from Drop Hammers », *Journal of Sound and Vibration* 88.3 : 333-367. doi : 10.1016/0022-460X(83)90692-2.
- Rudkins, N. T., P. Hartley, I. Pillinger & D. Petty 1996 « Friction Modelling and Experimental Observations in Hot Ring Compression Tests », *Journal of Materials Processing Technology* 60.1-4 : 349-353. doi : 10.1016/0924-0136(96)02353-9.
- Saby, M. 2013 « Compréhension et modélisation des mécanismes de refermeture de porosité dans les procédés de mise en forme des métaux à chaud », *Thèse de doctorat MINES ParisTech*.
- Saretta, E., A. P. de Camargo, T. A. Botrel, J. A. Frizzone, R. Koech & B. Molle 2018 « Test Methods for Characterising the Water Distribution from Irrigation Sprinklers: Design, Evaluation and Uncertainty Analysis of an Automated System », *Biosystems Engineering* 169 : 42-56. doi : 10.1016/j.biosystemseng.2018.01.011.
- SCHULER GmbH 1998 *Metal Forming Handbook*, Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg. doi : 10.1007/978-3-642-58857-0.

- Sorensen, D. C. 1982 « Newton's method with a model trust region modification », *SIAM Journal on Numerical Analysis* 19.2 : 409-426.
- Stronge, W. J. 1991 « Friction in Collisions: Resolution of a Paradox », *Journal of Applied Physics* 69.2 : 610-612. doi : 10.1063/1.348922.
- Swidergal, K., C. Lubeseder, I. von Wurmb, A. Lipp, J. Meinhardt, M. Wagner & S. Marburg 2015 « Experimental and Numerical Investigation of Blankholder's Vibration in a Forming Tool: A Coupled MBS-FEM Approach », *Production Engineering* 9.5-6 : 623-634. doi : 10.1007/s11740-015-0640-9.
- Swidergal, K., C. Lubeseder, I. von wurmb & S. Marburg 2014 « Vibration analysis of an automotive forming tool using coupled MBS-FEM simulation and experimental validation », *Conference: 26th International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2014)*.
- Szeliga, D., J. Gawad & M. Pietrzyk 2006 « Inverse Analysis for Identification of Rheological and Friction Models in Metal Forming », *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 195.48-49 : 6778-6798. doi : 10.1016/j.cma.2005.03.015.
- Tobias, S. 1985 « Survey of the development of Petro-Forge forming machines », *International Journal of Machine Tool Design and Research* 25.2 : 105-197.
- Trethewey, M. W. & H. A. Evensen 1981 « Identification of Noise Sources of Forge Hammers during Production: An Application of Residual Spectrum Techniques to Transients », *Journal of Sound and Vibration* 77.3 : 357-374. doi : 10.1016/S0022-460X(81)80172-1.
- Trethewey, M. W. & H. A. Evensen 1984 « Development and Application of Multiple-input Models for Structural Noise Source Identification of Forge Hammers. Part II: Application », *The Journal of the Acoustical Society of America* 75.4 : 1099-1104. doi : 10.1121/1.390757.
- Vajpayee, S. & M. M. Sadek 1977 « Analytical Study of Forming Efficiency as Influenced by the Process and the Machine Structure », *International Journal of Production Research* 15.2 : 203-218. doi : 10.1080/00207547708943118.
- 1978 « Effects of Structural and Forming Parameters on the Efficiency of Energy Transfer in Impact Forming Machines », *Journal of Engineering for Industry* 100.2 : 113. doi : 10.1115/1.3439397.
- Vajpayee, S., M. M. Sadek & S. A. Tobias 1979 « The Efficiency and Clash Load of Impact Forming Machines to the Second Order of Approximation », *International Journal of Machine Tool Design and Research* 19.4 : 237-252. doi : 10.1016/0020-7357(79)90013-1.
- 1982 « Prediction of Linear Noise-Load Relationship for Impact Forming Machines », *International Journal of Machine Tool Design and Research* 22.1 : 1-6. doi : 10.1016/0020-7357(82)90015-4.
- Venet, G., T. Balan, C. Baudouin & R. Bigot 2019 « Direct Usage of the Wire Drawing Process for Large Strain Parameter Identification », *International Journal of Material Forming* 12.5 : 875-888. doi : 10.1007/s12289-018-01458-z.
- Voce, E. 1948 « The relationship between stress and strain for homogeneous deformation », *Journal of the Institute of Metals* 74 : 537-562.

- Wagener, H. W. & C. Schlott 1989 « Influence of Die Guidance Systems on the Angular Deflection of Press Slide and Die under Eccentric Loading », *Journal of Mechanical Working Technology* 20 : 463-475. doi : 10.1016/0378-3804(89)90054-5.
- Wang, G. & Z. Dong 2006 « Design Optimization of Low Impact Transmission Foundation for Forging Hammers », *Engineering Computations* 23.2 : 166-186. doi : 10.1108/026444400610644531.
- Wang, Z. & T. Suzuki 2018 « Friction Law in Dry Metal Forming of Materials with Work Hardening », *Procedia Manufacturing* 15 : 475-480. doi : 10.1016/j.promfg.2018.07.253.
- Wood, L. A. & K. P. Byrne 1981 « Analysis of a Random Repeated Impact Process », *Journal of Sound and Vibration* 78.3 : 329-345. doi : 10.1016/S0022-460X(81)80143-5.
- Yang, D. Y. & Y. H. Yoo 1997 « Analysis and Design of Multiblow Hammer Forging Processes by the Explicit Dynamic Finite Element Method », *CIRP Annals* 46.1 : 191-194. doi : 10.1016/S0007-8506(07)60806-3.
- Yoneyama, T. 2017 « Development of a Friction Sensor for Hot Forging », *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 90.5-8 : 2251-2261. doi : 10.1007/s00170-016-9539-7.
- Yoneyama, T., K. Miyoshi & T. Tate 2018 « Contact Stress and Temperature during Air-Stamp Hammer Upsetting of a Circular Cylinder », *Journal of Manufacturing Processes* 32 : 791-801. doi : 10.1016/j.jmapro.2018.04.012.
- Zhang, D.-W. & H. Ou 2016 « Relationship between Friction Parameters in a Coulomb–Tresca Friction Model for Bulk Metal Forming », *Tribology International* 95 : 13-18. doi : 10.1016/j.triboint.2015.10.030.
- Zhang, Y. J. 2013a « Study on Dynamic Simulation of Hydraulic Die Forging Hammer Based on VPT », *Advanced Materials Research* : 1194-1197.
- 2013b « Research of All-Hydraulic Die Forging Hammer Control System », *Advanced Materials Research* 785 : 1286-1289.
- Zheng, E., F. Jia, Z. Zhang & J. Shi 2012 « Dynamic modelling and response analysis of closed high-speed press system », *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 226.4 : 315-330. doi : 10.1177/1464419312445008.
- Zheng, E. L., F. Jia, Z. S. Zhang & J. F. Shi 2011 « Modeling and Simulation of Nonlinear Combination Disc-Spring Vibration Isolator for High-Speed Press », *Advanced Materials Research* 211-212 : 40-47. doi : 10.4028/www.scientific.net/AMR.211-212.40.
- Zhu, M., J. Liang & S. Zhao 2018 « Designing of an electromagnetic driver for the reversing valve of CNC die forging hammer », *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 232.2 : 358-368.

Annexes

Annexe 1 Définitions des matrices du système d'équations différentielles du modèle BIM

$$M = \begin{matrix} & m_1 & 0 & \dots & 0 \\ & 0 & m_2 & \dots & 0 \\ & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & 0 & 0 & \dots & m_m \end{matrix}$$

$$C = \begin{matrix} & c_1 & -c_1 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & 0 & -c_2 & \dots \\ & \dots & 0 & \dots & \dots & -c_{n-1} & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & \dots & \dots & \dots & -c_{n-1} & c_{n-1} & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & c_{n+1} & -c_{n+1} & \dots & \dots & \dots \\ & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & -c_{n+1} & c_{n+1} + c_{n+2} & -c_{n+2} & \dots & \dots \\ & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & -c_{n+2} & \dots & \dots & \dots \\ & \dots & -c_{m-1} \\ & 0 & \dots & -c_{m-1} & c_m \end{matrix}$$

$$K = \begin{matrix} & k_1 & -k_1 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ & -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & 0 & -k_2 & \dots \\ & \dots & 0 & \dots & \dots & -k_{n-1} & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & \dots & \dots & \dots & -k_{n-1} & k_{n-1} & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & k_{n+1} & -k_{n+1} & \dots & \dots & \dots \\ & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & -k_{n+1} & k_{n+1} + k_{n+2} & -k_{n+2} & \dots & \dots \\ & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & -k_{n+2} & \dots & \dots & \dots \\ & \dots & -k_{m-1} \\ & 0 & \dots & -k_{m-1} & k_m \end{matrix}$$

$$F_a = \begin{matrix} & F_p \\ & 0 \\ & \dots \\ & F(X_n, X_{n+1}) \\ & -F(X_n, X_{n+1}) \\ & 0 \\ & \dots \\ & 0 \end{matrix}$$

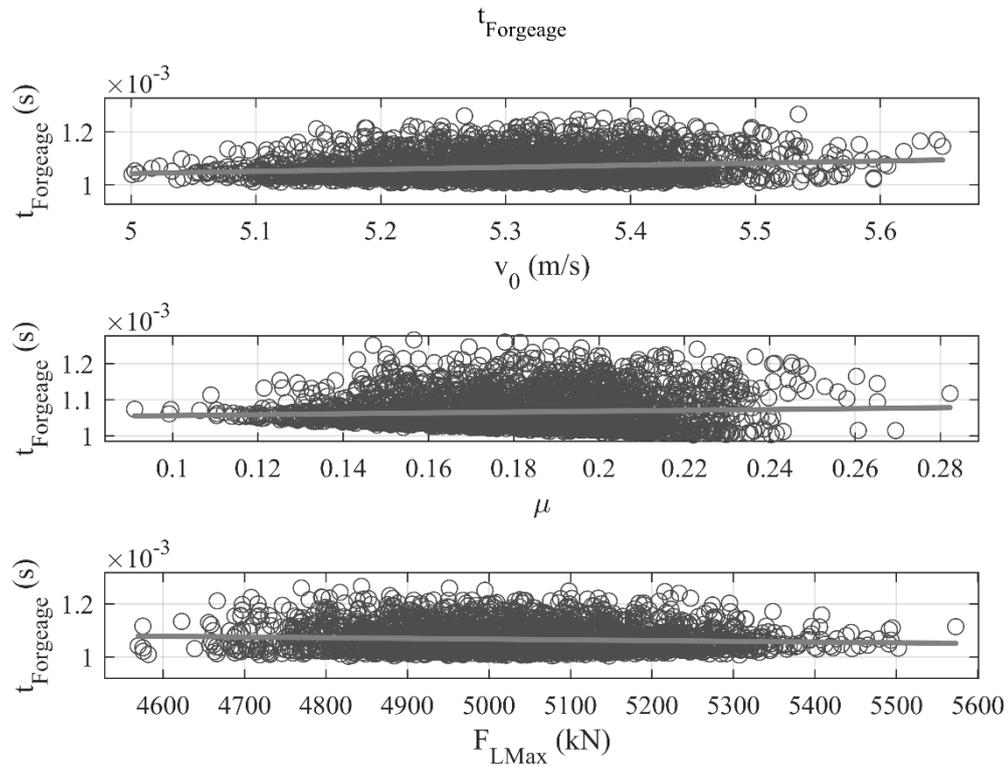
Avec les m_i les masses, les c_i les coefficients d'amortissement et les k_i les raideurs associées aux masses, aux amortisseurs et aux ressorts du modèle BIM.

Annexe 2 Etude de convergence selon le pas de calcul pour la résolution des équations du modèle BIM associé au pilon simple-effet Montbard LG1000 pour la septième frappe sur un lopin en acier

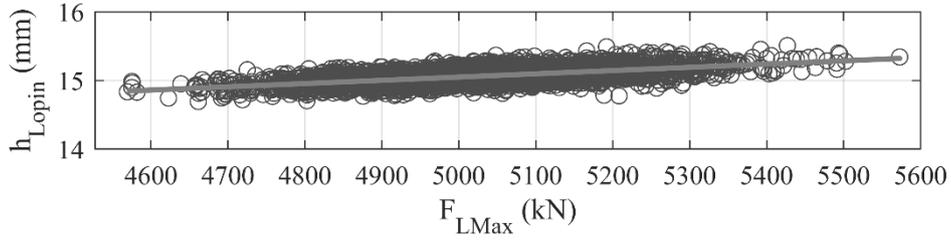
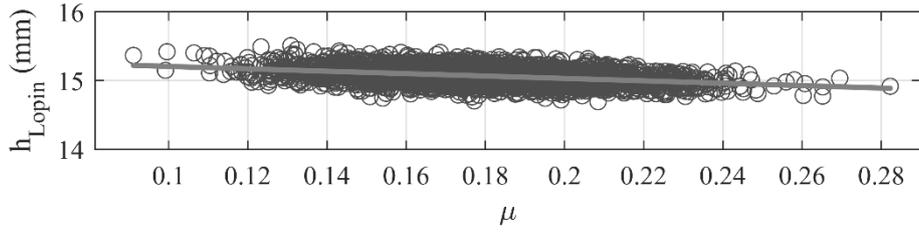
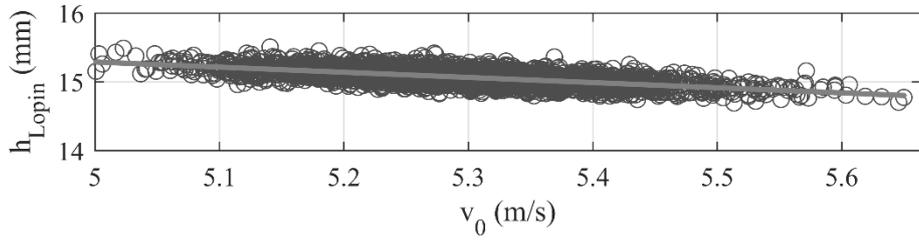
Pas de calcul (s)	F_{Max} (kN)	X_{1Min} (mm)	X_{2Min} (mm)	$t_{ForgeageTot}$ (s)
10^{-2}	0	0,00	0,00	0
10^{-3}	0	-3,73	0,00	$1,000.10^{-6}$
10^{-4}	6282	-3,95	-1,99	$1,400.10^{-6}$
10^{-5}	4748	-3,26	-1,51	$1,840.10^{-6}$
10^{-6}	4767	-3,24	-1,51	$1,844.10^{-6}$
10^{-7}	4773	-3,24	-1,52	$1,846.10^{-6}$
10^{-8}	4773	-3,24	-1,52	$1,846.10^{-6}$

Avec F_{Max} l'effort maximal prédit au ressort k , X_{1Min} le déplacement minimal mesuré de la masse m_1 , X_{2Min} le déplacement minimal mesuré de la masse m_2 et $t_{ForgeageTot}$ le temps de forgeage jusqu'au retour à zéro de l'effort. Les indicateurs n'évoluent plus pour un pas de calcul inférieur à 10^{-7} s.

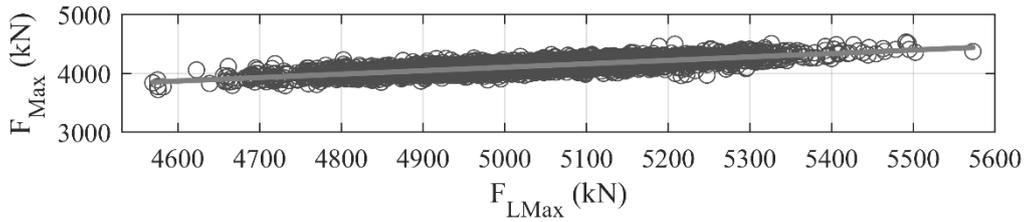
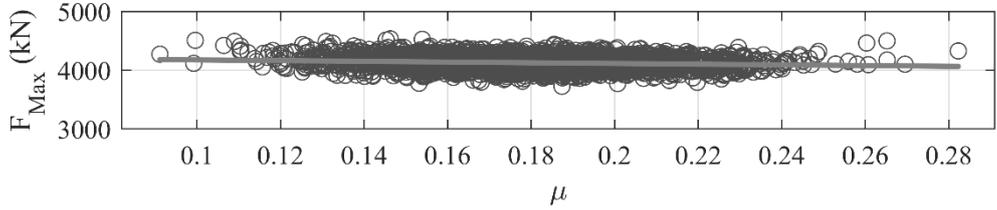
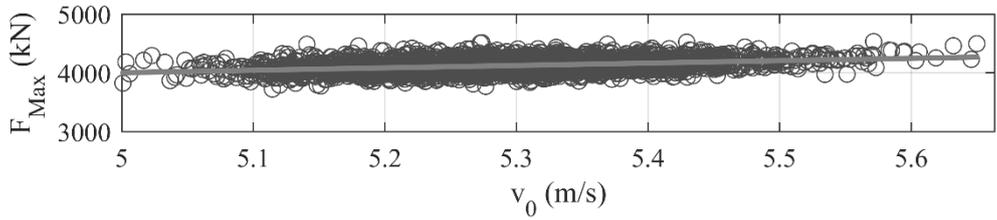
Annexe 3 Indicateurs en fonction des paramètres opératoires pour l'analyse d'incertitude du modèle BIM associé au pilon simple-effet Montbard LG1000



h_{Lopin}



F_{Max}



Annexe 4 Etude de convergence selon le pas de calcul pour la résolution des équations du modèle BIM associé à la presse à vis LASCO SPR400 pour une frappe outil contre outil

Pas de calcul (s)	F_{Max} (kN)	X_{1Min} (mm)	X_{2Min} (mm)	$t_{ForgeageTot}$ (s)
10^{-2}	0	0,00	-69,97	0,010
10^{-3}	2558	-0,91	-1,94	0,031
10^{-4}	2574	-0,92	-1,94	0,030
10^{-5}	2574	-0,92	-1,94	0,030
10^{-6}	2574	-0,92	-1,94	0,030

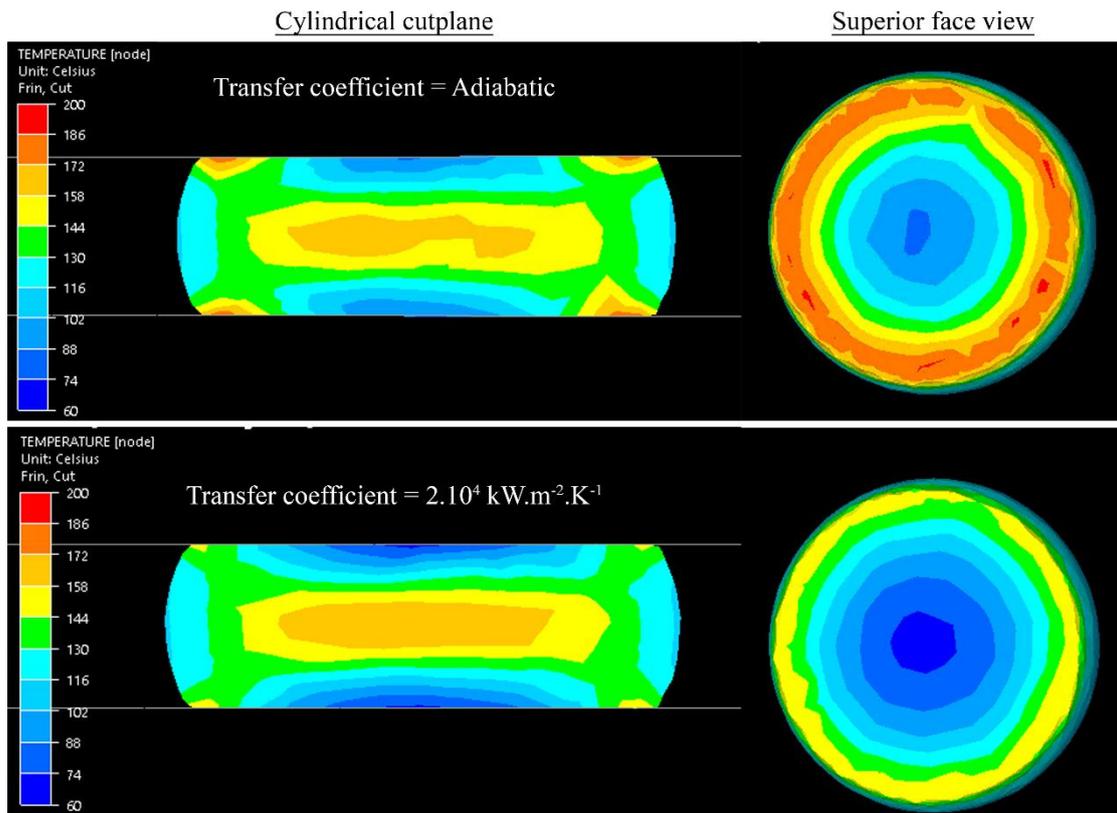
Avec F_{Max} l'effort maximal prédit au ressort k_{Sensor} , X_{1Min} le déplacement minimal mesuré de la masse m_1 , X_{2Min} le déplacement minimal mesuré de la masse m_2 et $t_{ForgeageTot}$ le temps de forgeage total jusqu'au retour à zéro de l'effort. Les indicateurs n'évoluent plus pour un pas de calcul inférieur à 10^{-4} s.

Annexe 5 Etude de convergence de l'optimisation permettant l'identification des paramètres du modèle BIM associé à la presse à vis LASCO SPR400 selon le critère de convergence TolFun

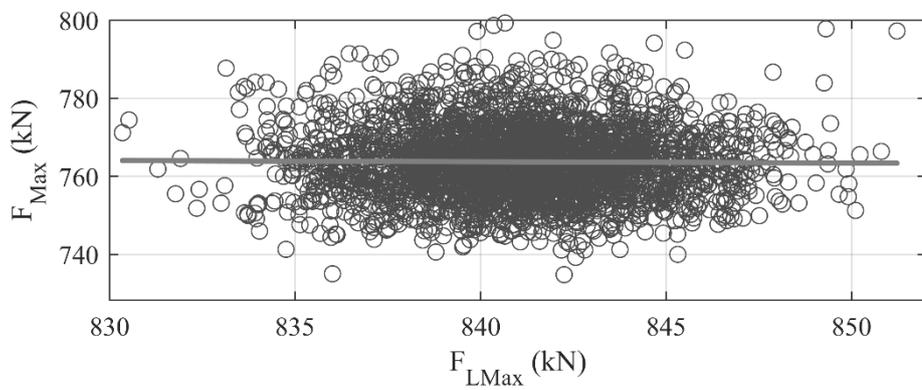
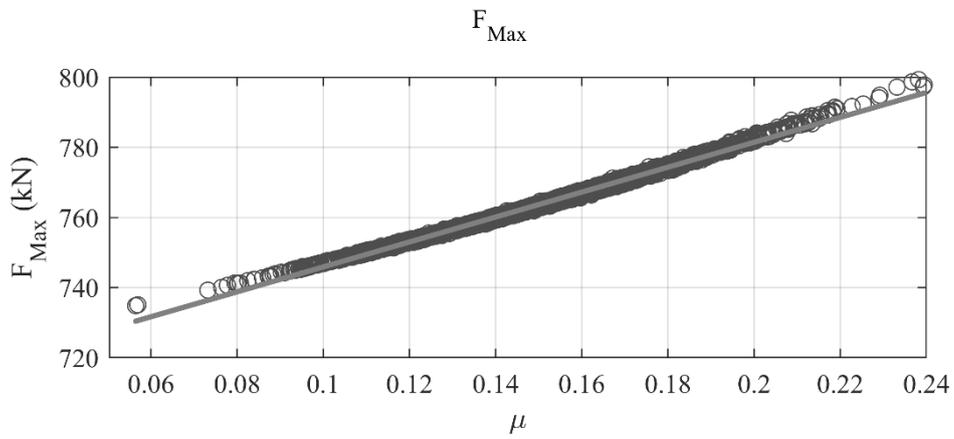
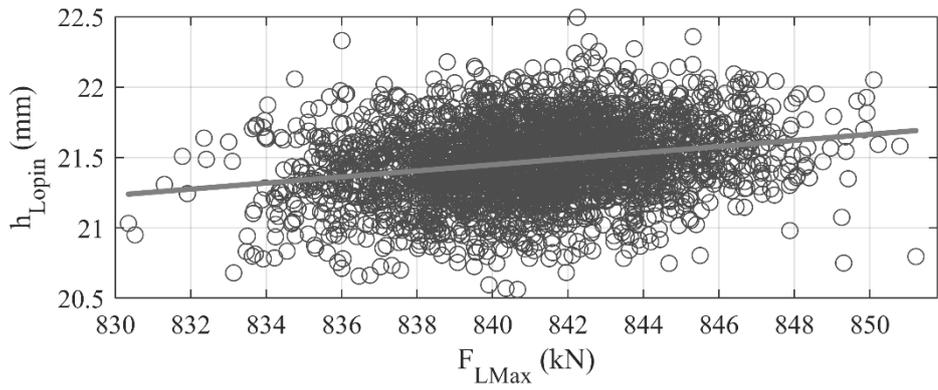
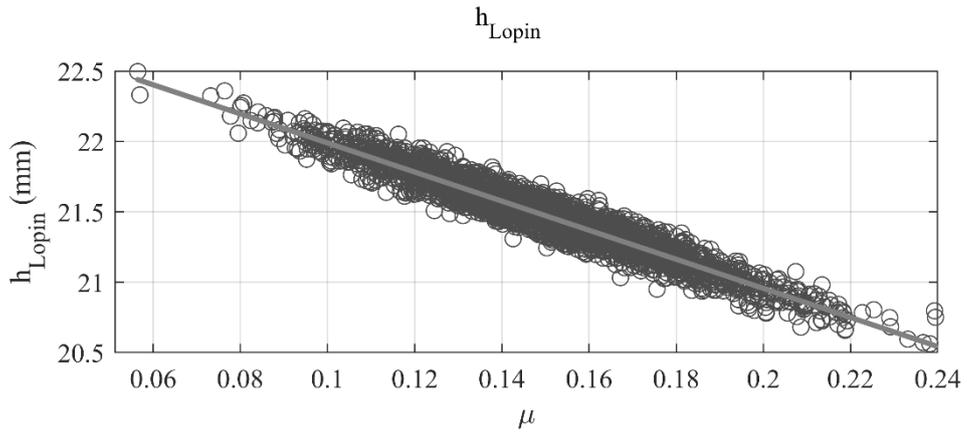
TolFun	m_1 (kg)	m_2 (kg)	c_{Moving} (N.s/m)	c_{Fixed} (N.s/m)	k_{Moving} (N/m)	k_{Fixed} (N/m)	Fonction coût (N ²)
10^{-4}	116 607	3114	$4,74 \cdot 10^5$	0	$2,61 \cdot 10^9$	$4,02 \cdot 10^9$	$1,17 \cdot 10^{12}$
10^{-5}	116 058	2990	$3,90 \cdot 10^5$	0	$2,61 \cdot 10^9$	$4,02 \cdot 10^9$	$1,15 \cdot 10^{12}$
10^{-6}	118 928	3216	$2,36 \cdot 10^5$	0	$1,83 \cdot 10^9$	$1,55 \cdot 10^{10}$	$6,29 \cdot 10^{11}$
10^{-7}	118 927	3216	$2,36 \cdot 10^5$	0	$1,83 \cdot 10^9$	$1,55 \cdot 10^{10}$	$6,29 \cdot 10^{11}$
10^{-8}	118 930	3216	$2,36 \cdot 10^5$	0	$1,83 \cdot 10^9$	$1,55 \cdot 10^{10}$	$6,29 \cdot 10^{11}$

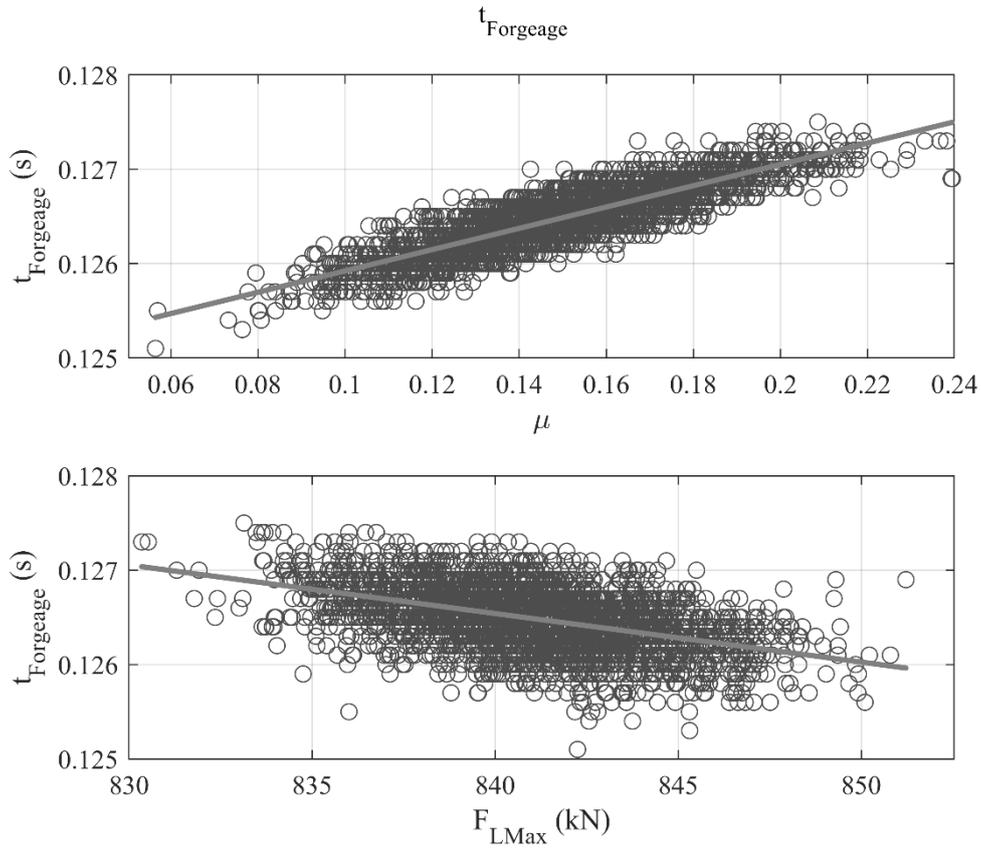
Avec les m_i , c_i et k_i les paramètres du modèle BIM. On ne constate pas d'évolution significative des paramètres du modèle et de la fonction coût pour une valeur de TolFun inférieure à 10^{-6} .

Annexe 6 Etude thermique du refolement d'un lopin en cuivre dans des conditions adiabatiques et pour des échanges thermiques forts avec la presse à vis LASCO SPR400

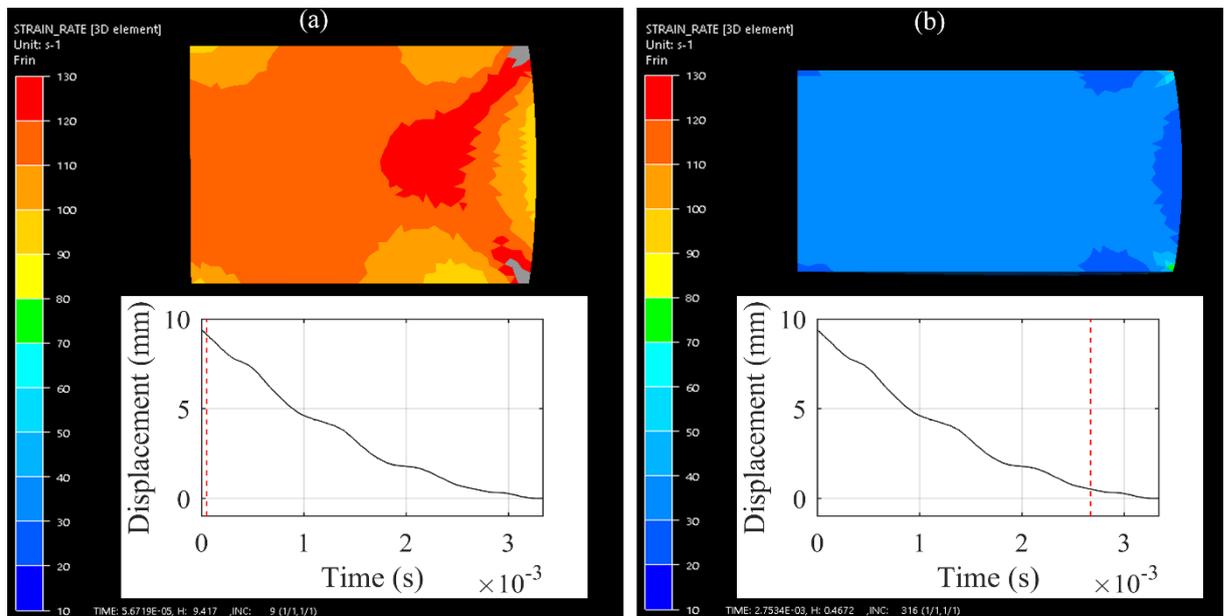


Annexe 7 Indicateurs en fonction des paramètres opératoires pour l'analyse d'incertitude du modèle BIM associé à la presse à vis LASCO SPR400





Annexe 8 Vues du champ de vitesses de déformation issus de la simulation éléments-finis de la cinquième frappe réalisée à partir du déplacement mesuré a) lorsque le champ de vitesse de déformation est maximal b) lorsque le champ de vitesse de déformation est minimal sur l'intervalle [0 ; 2,67] ms



La vitesse de déformation varie entre 30 s^{-1} et 120 s^{-1} entre le début de la frappe et $t = 2,67 \text{ ms}$. A l'instant $t = 2,67 \text{ ms}$, le coulisseau a parcouru 95% de son déplacement final. L'influence de la vitesse de déformation sur la contrainte d'écoulement peut être négligée sur les 5% de course restantes.

Annexe 9 Etude de convergence selon le pas de calcul pour la résolution des équations du modèle BIM associé au pilon contre-frappe Bêché DG10 pour la cinquième frappe sur le lopin en cuivre

Pas de calcul (s)	F_{Max} (kN)	X_{1Min} (mm)	X_{2Min} (mm)	$t_{ForgeageTot}$ (s)
10^{-2}	0	0,00	$-2,42.10^{11}$	0,0100
10^{-3}	0	0,00	-9,21	0,0010
10^{-4}	11899	-9,58	-9,72	0,0041
10^{-5}	11900	-9,58	-9,72	0,0040
10^{-6}	11900	-9,58	-9,72	0,0040
10^{-7}	11900	-9,58	-9,72	0,0040

Avec F_{Max} l'effort maximal prédit au ressort k_2 , X_{1Min} le déplacement minimal mesuré de la masse m_1 , X_{2Min} le déplacement minimal mesuré de la masse m_2 et $t_{ForgeageTot}$ le temps de forgeage jusqu'au retour à zéro de l'effort. Les indicateurs n'évoluent plus pour un pas de calcul inférieur à 10^{-5} s.

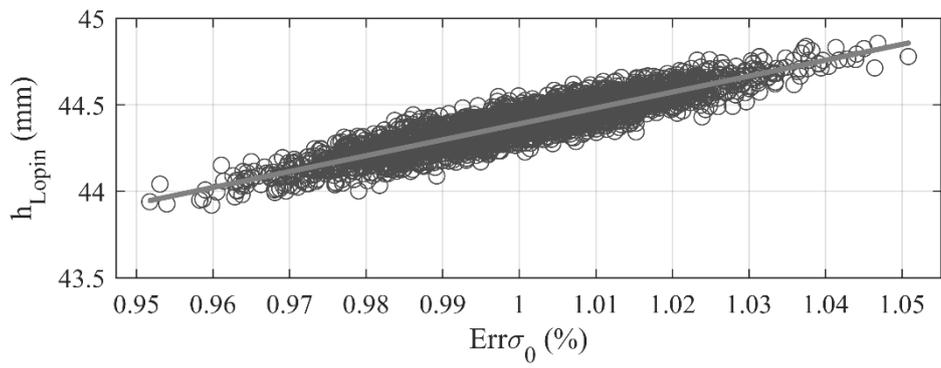
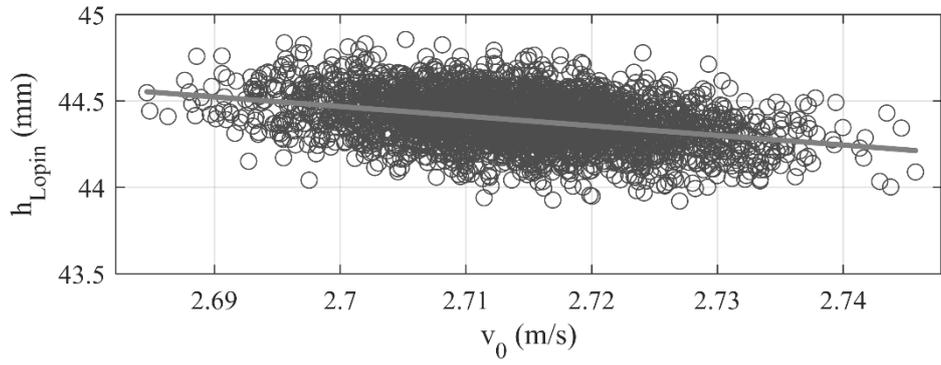
Annexe 10 Etude de convergence de l'optimisation permettant l'identification des paramètres du modèle BIM associé au pilon contre-frappe DG10 selon le critère de convergence TolFun

TolFun	m_1 (kg)	m_2 (kg)	c_{Moving} (N.s/m)	k_{Moving} (N/m)	k_{Fixed} (N/m)	Fonction coût (mm ²)
10^{-4}	5623	731	$7,23.10^4$	$3,40.10^{10}$	$2,29.10^{11}$	58,45
10^{-5}	5621	732	$6,73.10^4$	$3,40.10^{10}$	$2,29.10^{11}$	58,14
10^{-6}	5619	732	$5,87.10^4$	$3,40.10^{10}$	$2,29.10^{11}$	57,62
10^{-7}	5619	732	$5,87.10^4$	$3,40.10^{10}$	$2,29.10^{11}$	57,62
10^{-8}	5619	732	$5,87.10^4$	$3,40.10^{10}$	$2,29.10^{11}$	57,62

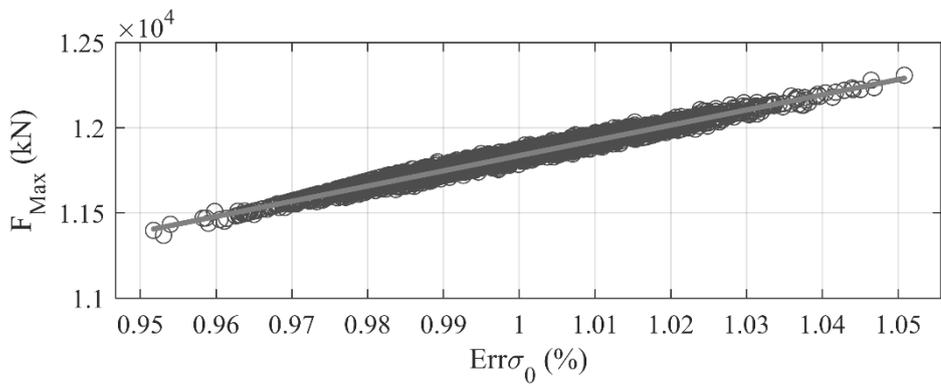
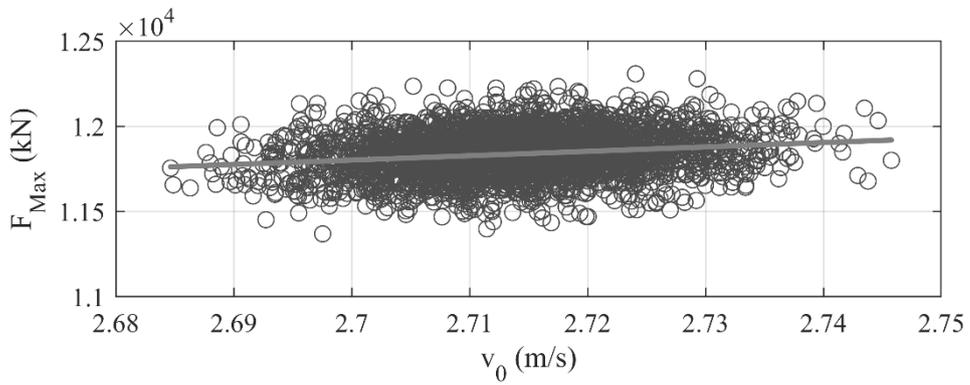
Avec les m_i , c_i et k_i les paramètres du modèle BIM. On ne constate pas d'évolution significative des paramètres du modèle et de la fonction coût pour une valeur de TolFun inférieure à 10^{-6} .

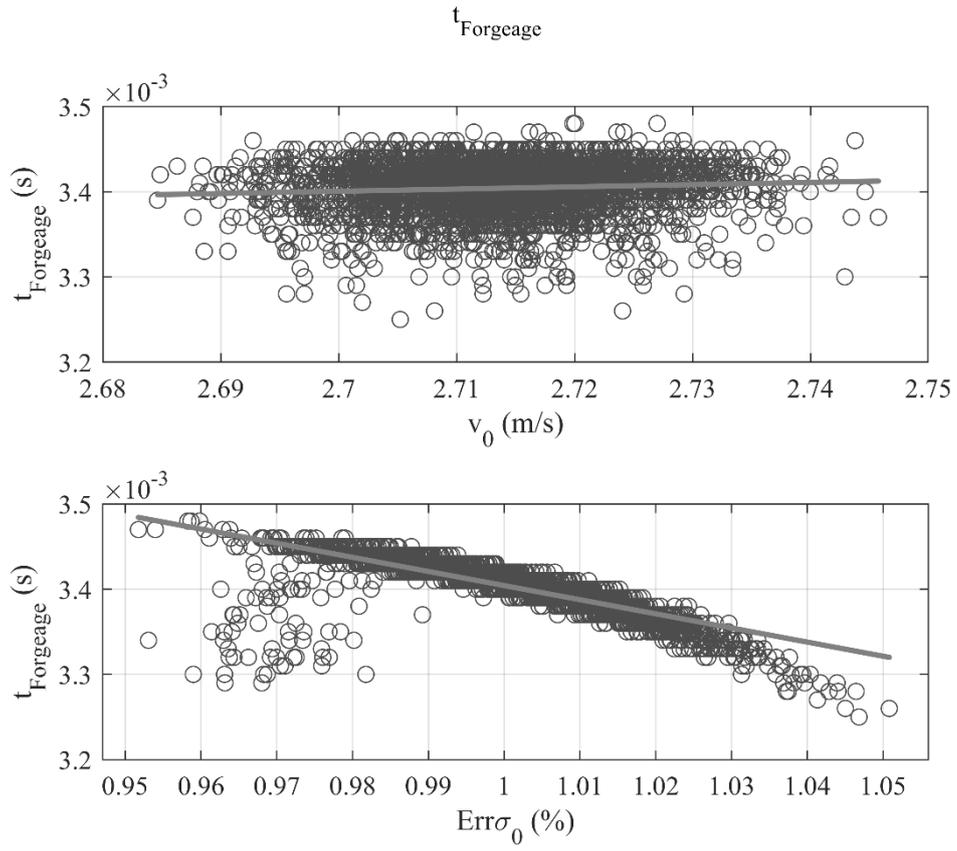
Annexe 11 Indicateurs en fonction des paramètres opératoires pour l'analyse d'incertitude du modèle BIM associé au pilon contre-frappe Bêché DG10

h_{Lopin}



F_{Max}





**Contribution à la modélisation du
comportement dynamique des machines de
forgeage pilotées en énergie : De la presse à vis
au pilon contre-frappe**

Résumé

L'enjeu du forgeage est la maîtrise des dimensions finales et des qualités métallurgiques du produit fini. Plusieurs phénomènes influencent le procédé dont le comportement de la machine. Les efforts importants mis en œuvre et les fortes décélérations des éléments en mouvement lors de la déformation de la pièce provoquent des phénomènes dynamiques à l'origine de pertes énergétiques. Sur les machines pilotées en énergie, dont font partie les presses à vis et les pilons, la mesure des efforts de forgeage et du déplacement des éléments en mouvement peut être complexe, du fait des conditions extrêmes en termes de température, de vitesse de frappe et d'énergie développée. C'est la raison pour laquelle, seuls des modèles théoriques sans liens directs avec la réalité ont été proposés pour représenter le comportement de ces machines. L'objectif de ces travaux est de développer une nouvelle méthodologie pour modéliser le comportement de la machine et de ses outillages, dans le but de rendre les simulations du procédé de forgeage plus prédictives. Le modèle et ses paramètres sont obtenus à partir de mesures expérimentales, ce qui fournit une solution sur-mesure, spécifiquement adaptée au système {machine + outillages} et applicable à une machine pilotée en énergie quelconque. Les méthodes numériques et les protocoles de mesure, nécessaires à la mise en œuvre de la méthodologie, sont développés pour trois technologies de machines. Le caractère prédictif du modèle est alors validé, étape par étape dans différentes configurations, jusqu'à la modélisation du comportement d'un pilon contre-frappe. En parallèle, le modèle est exploité pour quantifier l'efficacité du procédé et mieux comprendre les processus de consommation de l'énergie durant le forgeage.

Forgeage ; Dynamique ; Comportement des machines ; Simulation numérique ; Efficacité ; Consommation de l'énergie ; Marteau pilon ; Presse à vis

Résumé en anglais

The issue in forging operations is to obtain final product with controlled geometries and microstructure. Several phenomena influence the process, of which one is the machine behavior. The high forging load and the important deceleration of moving parts during billet deformation cause dynamical phenomena which imply energy losses. For energy driven machines, as screw presses and hammers, the measurement of forging load and moving parts displacements can be complex, because of the extreme conditions concerning temperature, impact velocity and developed energy. Therefore, only theoretical models without direct links with reality have been proposed to represent machine behavior. The purpose of this work is to develop a new methodology to model the machine and tools behavior, in order to improve the predictivity of forging process simulations. The model and its parameters are obtained from experimental measurements, which provides a tailored solution, specifically adapted to the {machine + tools} system and applicable to any energy driven machines. The numerical methods and measurement protocols needed to apply the methodology are developed for three machine technologies. The predictive capacity of the model is then validated, step-by-step for different configurations, until reaching the modelling of a counterblow hammer. Simultaneously, the model is exploited to quantify process efficiency and better understand the energy consumption during forging operations.

Forging ; Dynamic ; Machine behavior ; Numerical simulation ; Efficiency ; Energy consumption ; Hammer ; Screw press