

Étude d'un système mono-actionneur piézoélectrique

Dans le chapitre précédent, différentes études d'application de vibrations aux procédés de forgeage et de formage montrent que les effets sont influencés par plusieurs paramètres tels que la fréquence, l'amplitude, ou le type de matériau . . . Les résultats analytiques et de simulation du forgeage assisté par vibrations obtenus dans la thèse de Khan [10] montrent que la forme d'onde triangulaire en basse fréquence est plus efficace pour réduire l'effort de forgeage que la forme d'onde sinusoïdale. Dans ce travail, l'hypothèse est que le matériau est bien représenté par un modèle de Norton-Hoff [38]. Une bonne approximation de la réduction a été trouvée par ce modèle viscoplastique du matériau dans le cas du forgeage d'un lopin de plasticine, mais il n'est plus valable dans le cas du forgeage d'un lopin de cuivre à cause de l'élasticité du matériau. En effet, les résultats expérimentaux pour le forgeage d'échantillons de cuivre ne montrent aucune influence de la forme d'onde triangulaire sur la réduction de force.

Dans ce chapitre, un modèle du procédé de forgeage avec l'assistance d'un actionneur piézoélectrique sera présenté. Son objectif est d'étudier et prédire l'influence de différentes formes d'onde de vibrations basse fréquence durant le forgeage d'un lopin cylindrique métallique.

Dans la première partie de ce chapitre, les éléments du dispositif expérimental utilisés pour générer des vibrations sont présentés. Ensuite, le modèle du système est complété en incluant le lopin. Afin de corriger les défauts constatés par l'utilisation d'un modèle de Norton-Hoff, l'effet de l'élasticité sera pris en compte. Dans ce but, un modèle de Bingham sera adopté, car il représente le modèle le plus simple permettant de prendre en compte la transition élastoplastique.

La modélisation complète du procédé nécessite la prise en compte de l'alimentation électrique, de l'actionneur piézoélectrique, de la structure mécanique et enfin du comporte-

ment élasto-viscoplastique du lopin. Ainsi, la modélisation est élaborée par l'utilisation de la Représentation Énergétique Macroscopique (REM), qui peut prendre en compte les aspects multiphysiques. De plus, étant générale, la REM sera utilisée pour la modélisation et la commande d'un système multi-actionneurs dans les chapitres suivants.

Enfin, les résultats expérimentaux seront comparés avec ceux de simulations pour valider le modèle obtenu par la REM et l'influence des différents paramètres du procédé sera également analysée.

2.1 Système mono-actionneur piézoélectrique

La superposition de vibrations est obtenue par l'utilisation d'un pot vibrant piézo-électrique chargé d'imposer un mouvement alternatif de forme quelconque (sinusoïdale, trapézoïdale, etc) à une matrice (matrice inférieure) en contact avec le lopin. Simultanément, la seconde matrice (matrice supérieure) est animée d'un mouvement d'avance constant (voir le schéma de la figure 2.1).

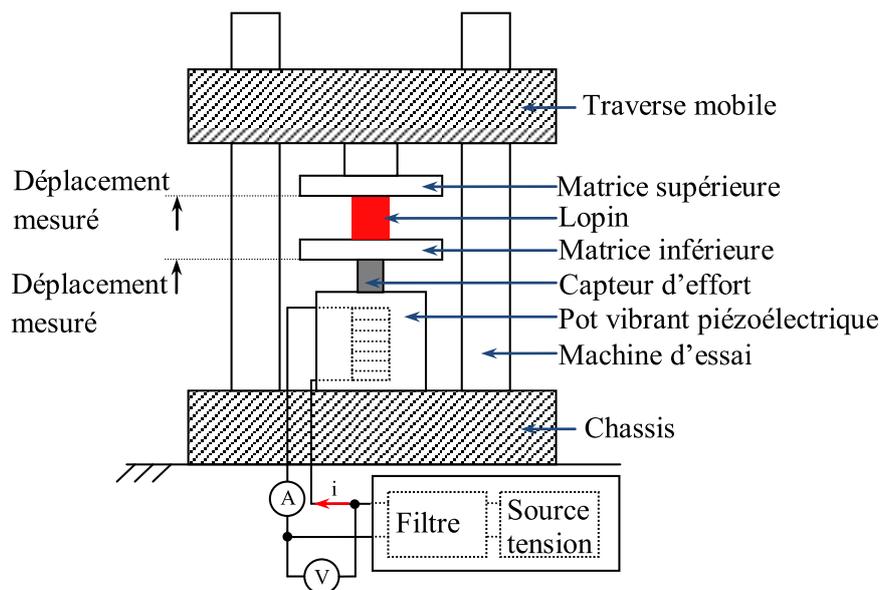


Figure 2.1: Schéma expérimental du dispositif mono-actionneur

La spécificité du pot vibrant est de pouvoir générer des efforts importants. Par ailleurs, les formes d'ondes nécessaires présentent des amplitudes crête à crête n'excédant pas quelques dizaines de micromètres, et les fréquences utilisées sont de l'ordre de quelques dizaines de Hertz, ainsi l'utilisation d'actionneurs piézoélectriques multicouches a été adoptée [9]. Afin d'obtenir une forme d'onde réglable, une alimentation particulière a été développée.

Par ailleurs, étant donné que les deux matrices d'acier sont supposées rigides, un lopin cylindrique écrasé entre elles est soumis à une déformation imposée par leur déplacement

relatif. La vitesse de déformation du lopin est donc la superposition de la vitesse constante de la matrice supérieure et de la vitesse de vibration de la matrice inférieure.

Pour l'étude expérimentale, la distance entre les matrices supérieure et inférieure est calculée à partir de la mesure, par deux capteurs, de leur déplacement par rapport au bâti. Les capteurs de déplacement sont des codeurs incrémentaux linéaires comme le montre la figure 2.2. La règle optique est solidaire d'un palpeur en contact avec la surface de la matrice. Lors d'un déplacement, la règle se déplace devant un capteur optique qui détecte les rainures présentes sur cette dernière. Les fronts sont comptabilisés par une carte dédiée.

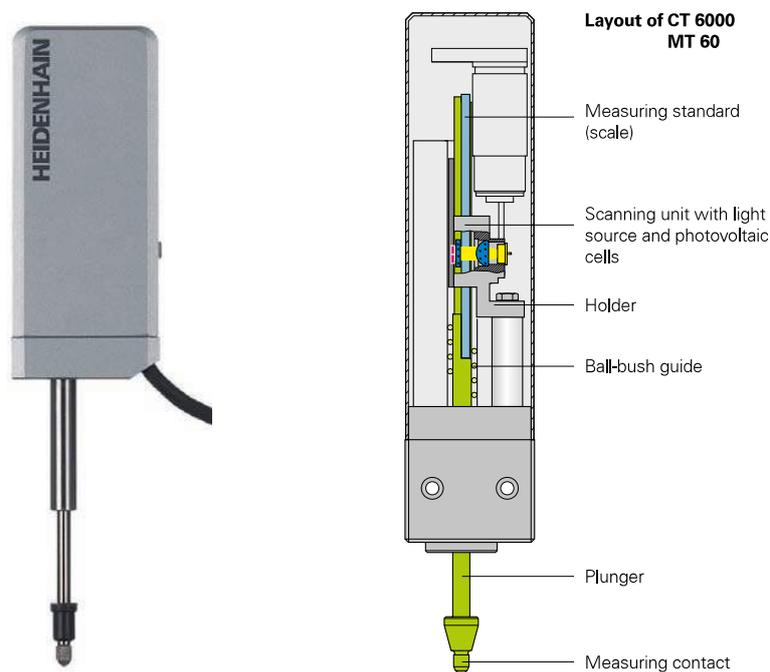


Figure 2.2: Capteur de déplacement Heidenhain [39]

La force générée par l'actionneur est mesurée par un capteur de force placé entre la matrice inférieure et le pot vibrant. Du point de vue électrique, le courant absorbé par l'actionneur et la tension qui lui est appliquée sont mesurés. Les signaux mesurés (tension, courant et force) sont filtrés par une filtre passe-bas de type Butterworth du 4^{ème} ordre (fréquence de coupure 1 kHz) avant l'échantillonnage par une carte d'acquisition à 2 kHz. Ces mesures sont synchronisées avec celles de la carte de mesure de déplacements. La liste du matériel est présentée dans le tableau 2.1.

Tableau 2.1: Matériel expérimental

Capteur de déplacement	Heidenhain MT2581 (résolution de 0,5 μm)
Carte de comptage	Heidenhain IK220
Capteur d'effort	Kistler 9351B
Amplificateur de charge	Kistler 5015A
Capteur de courant	LEM PR30
Capteur de tension	LEM LV25
Actionneur piézoélectrique	Piezomechanik Pst1000/16/60 ou Piezomechanik Pst1000/35/40
Carte d'acquisition	NI 6124

2.1.1 Partie mécanique

Le dispositif mécanique est présenté en détail sur la figure 2.3. Ce dispositif a été développé au laboratoire LCFC [9] pour le forgeage assisté par vibrations.

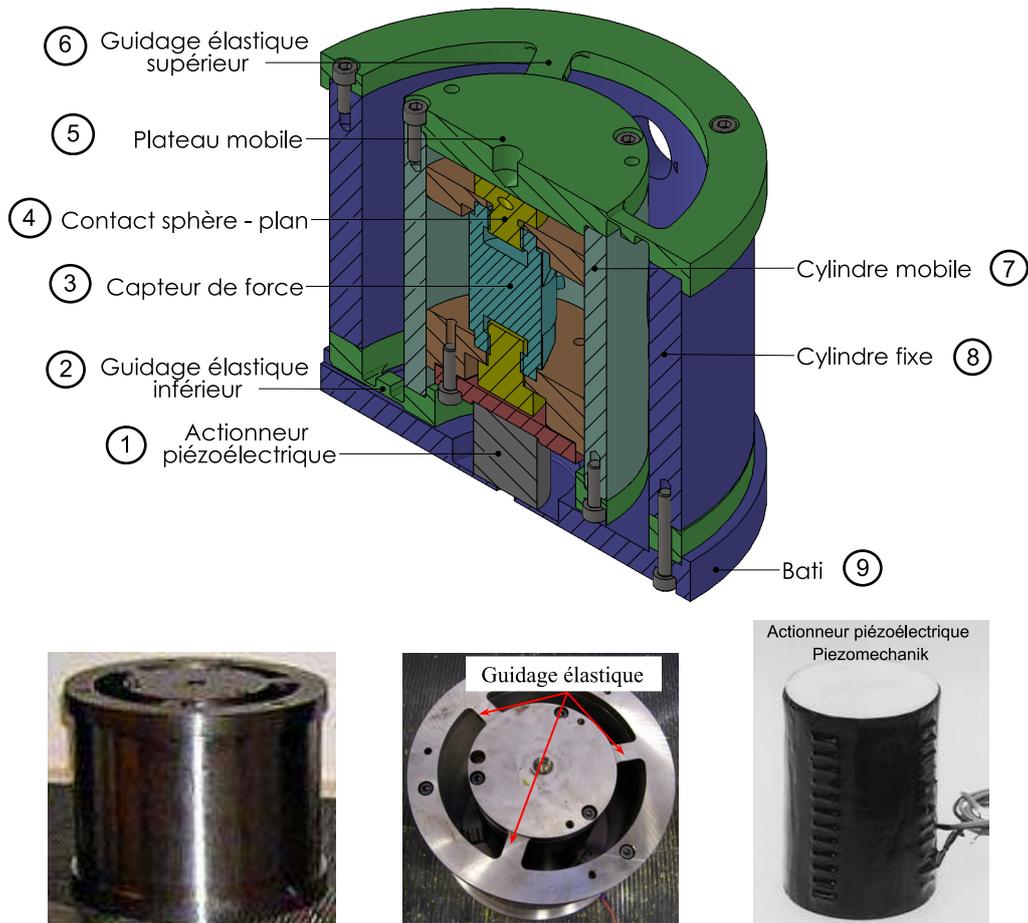


Figure 2.3: Dispositif mécanique intégrant un actionneur piézoélectrique

Un actionneur piézoélectrique (AP) multi-couche (1) est utilisé comme pot vibrant dans ce dispositif pour générer des vibrations dont les amplitudes peuvent atteindre 20 μm et une force jusqu'à 20 kN. Ce type d'actionneur ne peut être soumis qu'à une force de

compression selon son axe, il est donc nécessaire de s'assurer que la force appliquée par le reste du dispositif respecte cette condition. Ceci est réalisé par l'utilisation d'un contact sphère-plan (4) qui transmet les vibrations de l'AP au plateau mobile (5). Un capteur de force (3) est fixé au contact sphère - plan pour mesurer la force générée par l'AP. Le plateau mobile est guidé en translation par l'intermédiaire des guidages élastiques supérieur (6) et inférieur (2) reliés au cylindre fixe extérieur (8) et séparés par le cylindre mobile (7). Ces guidages permettent uniquement un mouvement vertical le long de l'axe du cylindre fixe extérieur. De plus, les jeux mécaniques et les frottements de mouvement sont évités.

2.1.2 Partie électrique

La particularité de ces actionneurs est qu'ils doivent être alimentés par une tension comprise -200 V et $+1000\text{ V}$. De plus, l'application nécessite des déplacements de formes complexes ce qui suppose d'être en mesure d'imposer des formes d'ondes de tension arbitraires.

Un système d'alimentation a été conçu pour générer des formes d'ondes sous haute tension à partir d'une alimentation en tension continue standard. Le schéma du circuit d'alimentation pour l'AP est présenté sur la figure 2.4. Il consiste en deux étages utilisant un onduleur triphasé *Semikron* standard [40]. Deux bras de l'onduleur sont utilisés indépendamment pour assurer la fonction élévateur d'une part et onduleur d'autre part.

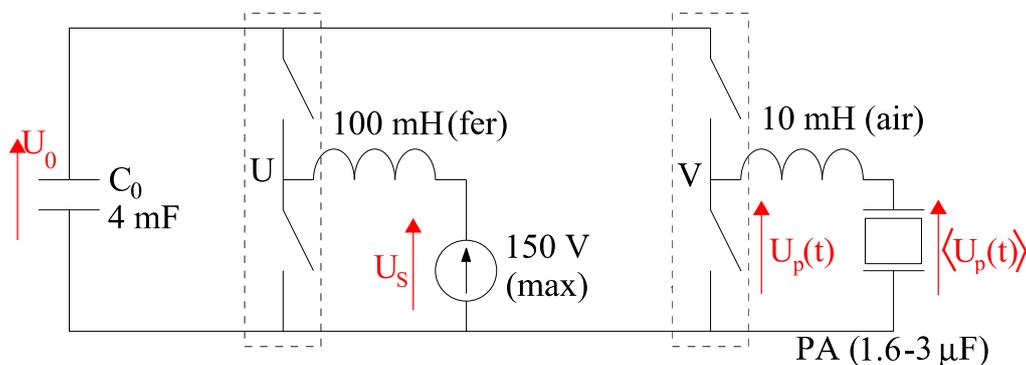


Figure 2.4: Schéma du système d'alimentation

La tension continue connectée au nœud U (tension maximale de 150 V) est augmentée en utilisant le principe d'un convertisseur continu/continu élévateur. En contrôlant le rapport cyclique α_1 , le rapport de la tension aux bornes de la capacité C_0 et de la tension d'alimentation continue U_S est donné par l'expression $\frac{U_0}{U_S} = \frac{1}{\alpha_1}$. Par exemple, avec un rapport cyclique de $0,17$, la tension du condensateur de l'onduleur est théoriquement égale à 900 V . En pratique, la tension atteinte est de 870 V en raison des chutes de tension diverses dans les interrupteurs.

Le second étage consiste en un convertisseur continu/continu abaisseur avec un rapport cyclique variable $\alpha_2(t)$ en vue de réaliser la forme d'onde désirée (branche reliée au nœud V) selon la relation $\langle U_p \rangle(t) = \alpha_2(t)U_0$, où $\langle U_p \rangle(t)$ représente la composante basse fréquence de la tension $U_p(t)$ obtenue après filtrage. Dans ce but, une bobine à air de 10 mH supportant jusqu'à 1000 V est mise en série avec l'AP. Cette inductance et la capacité constituent un filtre passe bas de fréquence de coupure de l'ordre de 1 kHz. La fréquence de découpage des interrupteurs est de 30 kHz, soit 30 fois plus importante que la fréquence de coupure. Ceci permet de fournir un courant d'entrée et une dynamique suffisante pour alimenter l'actionneur [41] afin de réaliser les vibrations. Par ailleurs, l'utilisation d'une inductance à air permet d'éviter les pertes fer et la saturation.

Pour générer des formes d'ondes différentes, la Modulation de Largeur d'Impulsion (MLI) est mise en œuvre grâce à une carte EzDSP intégrant le processeur TI TMS 320F2812 [42]. Le programme de génération des formes d'ondes est chargé via l'interface JTAG XDS100. Les paramètres des formes d'ondes et les valeurs de rapports cycliques correspondants sont calculés et générés par un ordinateur et ensuite chargés dans le DSP via une interface RS232. La fonction MLI du processeur génère automatiquement le signal de commande requis pour l'onduleur de tension. L'ensemble des équipements est présenté sur la figure 2.5.

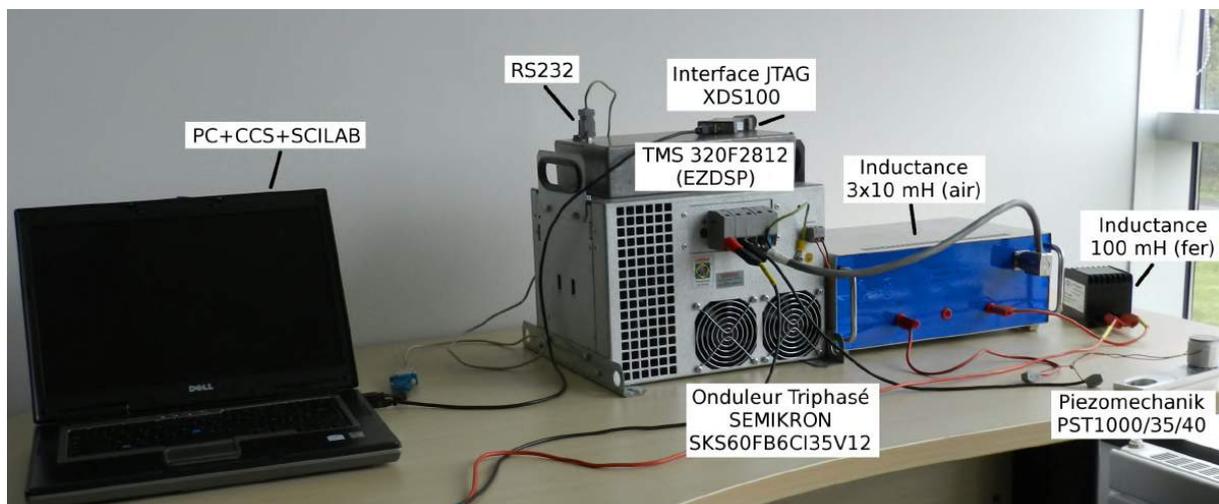


Figure 2.5: Système électrique d'alimentation du pot vibrant piézoélectrique

2.2 Évaluation de l'influence des paramètres du procédé

2.2.1 Protocole expérimental

Dans cette partie, nous allons d'abord présenter les résultats expérimentaux qui permettent de mettre en évidence les principaux paramètres de vibrations influençant la réduction de la force. Cette évaluation est réalisée à partir d'essais sur une presse Instron 5585H présentée figure 2.6.



Figure 2.6: *Détail du système de mesure avec machine d'essai*

Lors de ces tests, les essais consistent à faire descendre la coulisse à une vitesse donnée tout en imposant des vibrations à la pièce par la matrice inférieure. On fait varier les différentes grandeurs :

- la forme d'onde ;
- la fréquence de vibrations ;
- la vitesse d'avance de la machine ;
- l'amplitude de vibrations

Afin d'évaluer l'efficacité des conditions de vibrations, on examinera d'une part l'effet sur la réduction moyenne de l'effort et d'autre part, par une étude qualitative sur la géométrie du lopin après la déformation, on estimera la modification des conditions tribologiques aux interfaces entre le lopin et la matrice.

La force mesurée varie sous l'application des vibrations. Pour estimer la réduction de la force, il faudrait idéalement pouvoir comparer l'effort moyen en présence de la

vibration et celui lors d'un essai à vitesse constante sans vibration. Deux lopins seraient alors nécessaires, l'un subirait l'effort de forgeage sans vibrations, l'autre avec vibrations. Mais la difficulté de cette démarche provient de la disparité des caractéristiques des lopins. En effet, afin de respecter la limitation en force de l'actionneur piézoélectrique, il s'est avéré nécessaire de traiter thermiquement au préalable les lopins. Et en pratique, on peut rencontrer des différences entre lopins, en termes de rigidité et de géométrie dues probablement à des problèmes d'homogénéité du chauffage.

Pour pallier ce problème, le protocole suivant a été suivi. Afin d'obtenir une même condition expérimentale dans les deux cas, les vibrations sont donc appliquées pendant une période suffisamment longue au cours du forgeage. Puis elles sont annulées. La courbe en rouge sur la figure 2.7 démontre la variation de la force dans le cas de forgeage d'un échantillon d'aluminium.

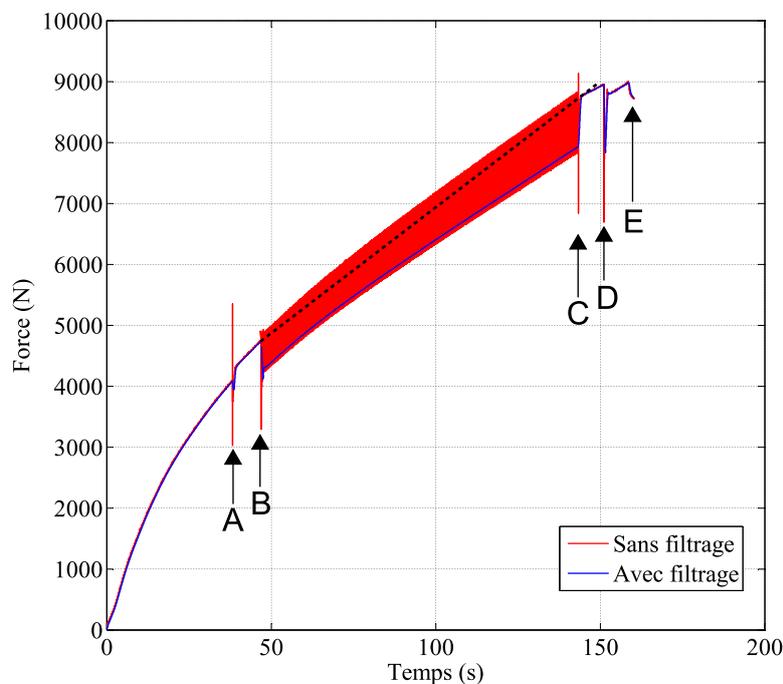


Figure 2.7: Variations de la force mesurée lors d'un forgeage avec vibrations, filtrées et non filtrées

L'essai est décomposé en plusieurs phases (figure 2.7) :

- De O à A, la traverse mobile de la machine descend à vitesse constante, l'actionneur piézoélectrique étant alimenté par l'onduleur avec un rapport cyclique constant de 0,5 (c'est à dire 50 % de la tension continue de bus) ;
- Au point A, le rapport cyclique est réglé à 0,8 alimentant l'AP à 1,25 fois la tension continue. L'actionneur s'allonge et applique une force à la matrice inférieure ;

- Au point B, des vibrations (triangulaire à 10 Hz) sont appliquées à la matrice par la variation du rapport cyclique et annulées au point C ;
- De C à D, le rapport cyclique est maintenu à 0,8 ;
- De D à E, il est ramené à 0,5 ;
- Ensuite, la vitesse d'avance de la traverse est annulée provoquant la relaxation qu'on peut voir en fin de l'essai.

Pour déterminer la force moyenne, les valeurs mesurées sont filtrées par l'utilisation d'une moyenne glissante et représentées sur la courbe bleue figure 2.7. La ligne pointillée permet d'estimer la force de forgeage en l'absence de vibrations. La variation de force est déduite de la différence de force de la ligne pointillée et celle de la courbe filtrée. La réduction de force est alors calculée par le rapport de la valeur de la réduction et de la force de forgeage sans vibrations. C'est cette définition et ce protocole que nous allons utiliser dans la suite du travail.

2.2.2 Influence des paramètres du procédé sur la réduction de force

2.2.2.1 Influence de la forme d'onde sur des échantillons d'aluminium

Les forces moyennes mesurées lors de l'application de différentes formes d'onde sont présentées sur la figure 2.8.

Tableau 2.2: Comparaison des réductions de la force

Forme d'onde	Sinusoidale	Triangulaire	Normale	Créneaux
Valeur minimale(%)	1,13	2,4	9,1	28,7
(Valeur de réduction) (N)	(101)	(214)	(826)	(2409)
Valeur maximale (%)	1,18	2,6	10,8	31,5
(Valeur de réduction) (N)	(140)	(310)	(1310)	(1265)
Valeur moyenne (%)	1,15	2,5	9,9	30,1

Ces résultats sont résumés dans le tableau 2.2. Le premier constat est que les formes d'onde ont une influence décisive (figure 2.9) : il est clair que les formes d'ondes en créneaux et normale parviennent à produire une réduction plus efficace, avec pratiquement un ordre de grandeur de plus que les formes d'ondes sinusoidale et triangulaire. Lors des différents essais, les amplitudes crête à crête des vibrations ont été maintenues constantes (à l'exception des créneaux qui présentent des transitoires importants entraînant les

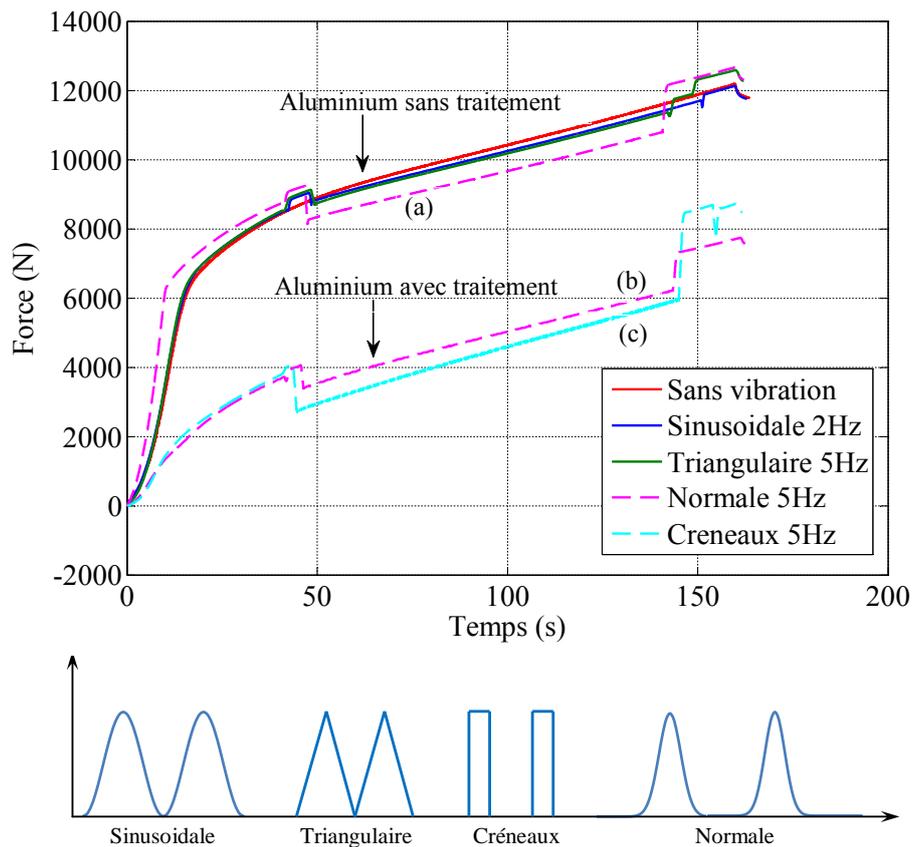


Figure 2.8: Force réduite par vibrations pour l'aluminium

Tableau 2.3: Corrélation entre la réduction de force et la vitesse de vibrations

Forme d'onde	Sinusoidale	Triangulaire	Normale
Réduction de force(%)	1,15	2,5	9,9
Vitesse de vibrations ($\mu\text{m/s}$)	62	375	1200

dépassements de l'ordre de 50 %). Les différentes formes d'ondes présentent des vitesses maximales qui semblent corrélées avec la réduction obtenue (voir le tableau 2.3).

Ensuite, on note que le matériau a également une importance dans le phénomène. Sur la figure 2.8, deux types d'échantillon ont été utilisés : d'une part, des lopins aluminium 6060 et d'autre part, des lopins du même matériau ayant été traités thermiquement. Ce traitement consiste en une mise en solution, puis une trempe qui a permis d'abaisser la contrainte d'écoulement. En effet, on constate pour les courbes (b) et (c) que la plastification intervient presque immédiatement en comparaison avec les autres courbes où on peut estimer quelle apparaît autour de 6000 N (soit environ 120 MPa). Les courbes (a) et (b) sont soumises à la même forme d'onde normale et on peut constater dans le cas de l'aluminium traité que la réduction d'effort est de 16 % environ, alors que la réduction de force pour l'aluminium non-traité était égale à 9,9 % (voir la table 2.3).

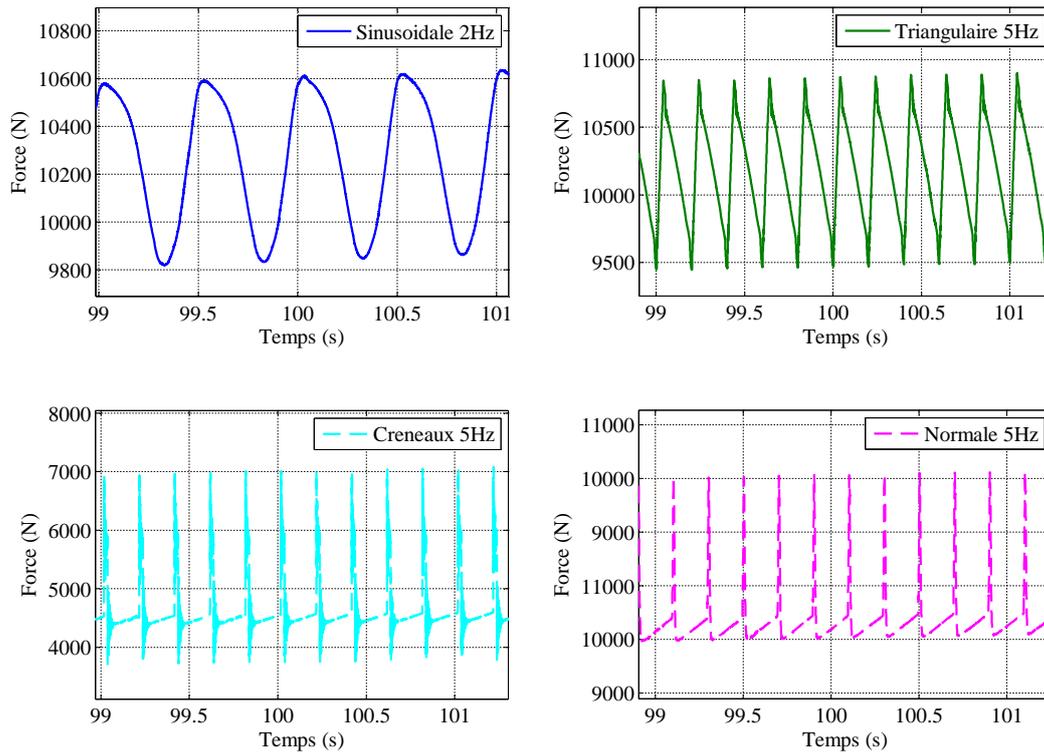


Figure 2.9: Variation détaillée de la force

2.2.2.2 Influence de la forme d'onde sur des échantillons de cuivre

Dans les résultats présentés figure 2.10, les essais effectués précédemment sur un lopin d'aluminium ont été dupliqués sur un lopin de cuivre.

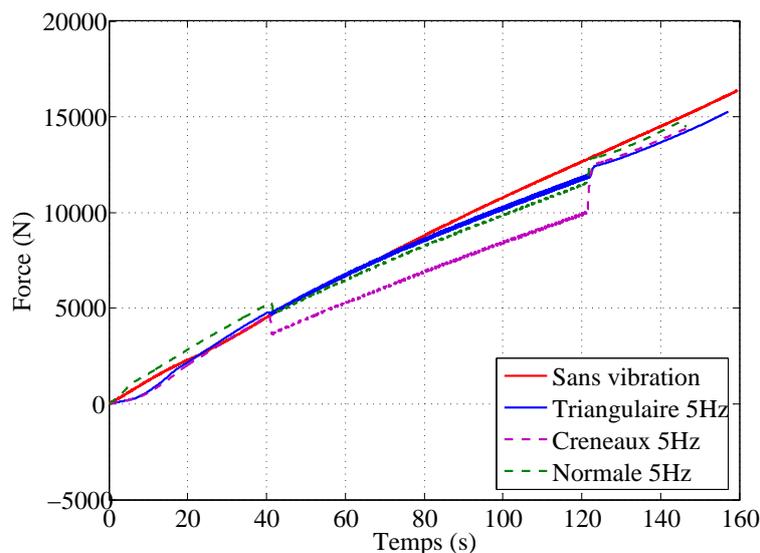


Figure 2.10: Réduction de forces obtenues par vibrations sur un échantillon de cuivre

Les formes d'ondes utilisées sont triangulaire, en créneaux, et normales à 5 Hz avec des

amplitudes de 4 μm . Le matériau présente une moins bonne répétabilité que l'aluminium et l'érouissage est important. Néanmoins les résultats présentés dans le tableau 2.4 démontrent les mêmes tendances que pour l'aluminium.

Tableau 2.4: Comparaison des réductions de la force

Forme d'onde	Triangulaire	Normale	Créneaux
Valeur maximale (%)	3,6	11,4	21,6
(Valeur de réduction) (N)	(450)	(606)	(1006)
Valeur minimale (%)	3,3	9,5	19,9
(Valeur de réduction) (N)	(160)	(1210)	(2490)
Valeur moyenne (%)	3,5	10,5	20,8

Par ailleurs, on peut noter que la réduction de l'effort varie plus entre le début et la fin des essais (environ 15 %) que dans le cas de l'aluminium.

2.2.2.3 Influence de la fréquence

Les résultats de la figure 2.11 présentent l'influence de la fréquence des vibrations sur la réduction de la force.

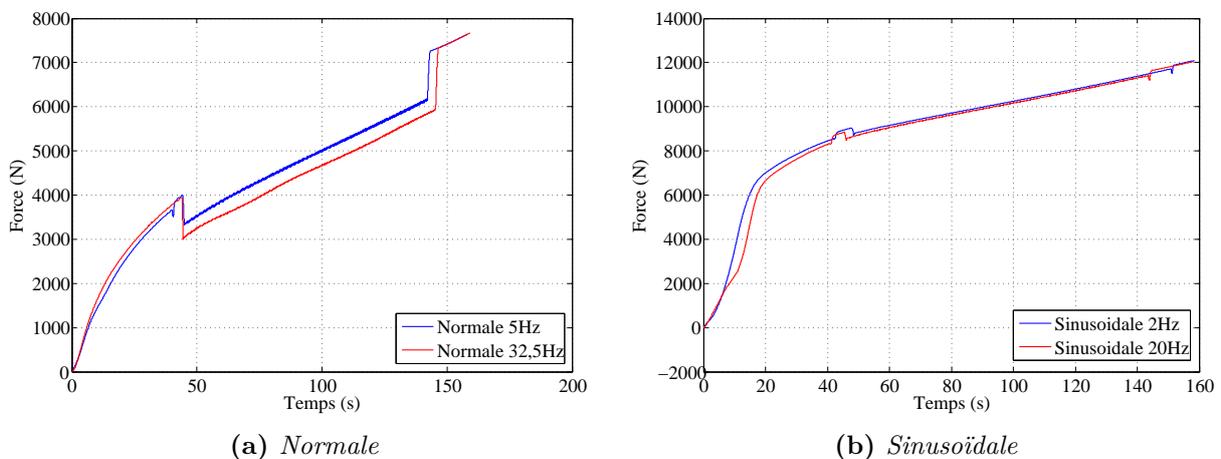


Figure 2.11: Influence de la fréquence des vibrations

Dans le cas du forgeage assisté par des vibrations de forme normale, la réduction passe de 15 % à 19 % (soit une augmentation relative de 27 %) lorsque la fréquence augmente de 5 Hz à 32,5 Hz.

Ce changement est aussi observable dans le cas de vibrations sinusoïdales. En effet, lorsque la fréquence augmente de 2 Hz à 20 Hz, la réduction varie de 1,2 % à 1,6 %. Bien que ces résultats semblent modestes, cela représente une variation relative de 30 % qui conforte la tendance précédente.

Pour approfondir ce point, l'influence de la vitesse d'avance a également été étudiée.

2.2.2.4 Influence de la vitesse d'avance de la machine sur la réduction de force

Dans l'expérience présentée sur la figure 2.12a, une même vibration triangulaire à la fréquence 2 Hz et l'amplitude $12\mu\text{m}$ est appliquée. Les vitesses d'avance de la matrice supérieure lors des deux essais sont de $0,5\text{ mm/min}$ et $1,22\text{ mm/min}$. La réduction d'effort est dans les deux cas de 500 N ce qui montre que l'effet est pratiquement insensible à la vitesse d'avance pour ce matériau et dans la gamme de variation de la vitesse d'avance choisie.

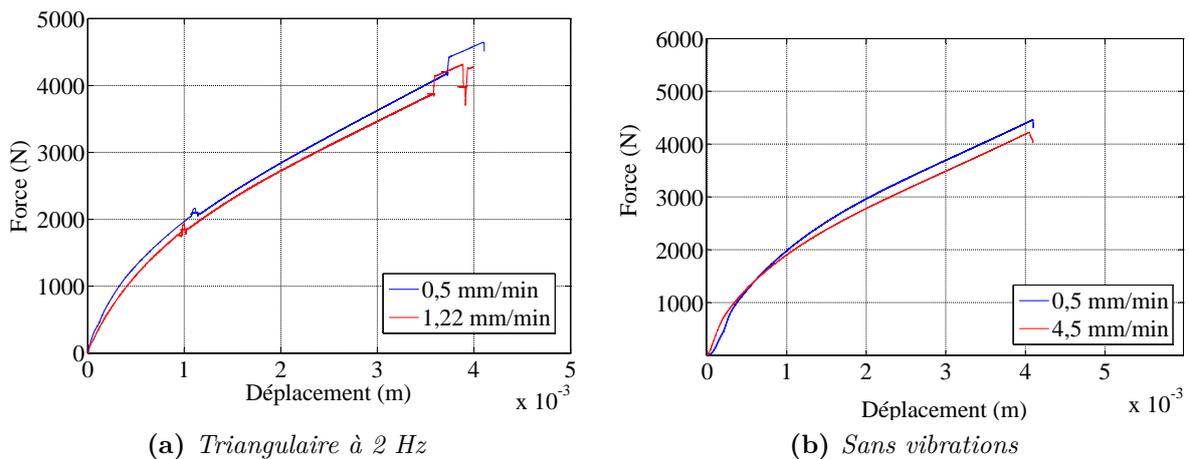


Figure 2.12: Influence de vitesse d'avance de la machine

A priori, ce résultat n'est pas en accord avec la prédiction du modèle de Norton-Hoff utilisé dans la thèse de Khan [10]. En effet, ce modèle prévoit que la réduction de force est en fonction de la vitesse de déformation. Ainsi, dans les deux cas, on aurait dû mesurer une variation différente des forces. Cependant, pour justifier la réduction de la force dans le modèle proposé par Khan, la viscosité est prépondérante. Pour évaluer cette viscosité dans le cas de matériau utilisé, deux essais, sans vibrations, pour la vitesse d'avance de $0,5\text{ mm/min}$ et $4,5\text{ mm/min}$ sont présentés sur la figure 2.12b. On constate que les forces sont quasiment identiques dans les deux cas, ce qui correspond à un matériau pour lequel la contrainte visqueuse est négligeable dans la gamme de vitesse employée dans ces essais. Donc, cela explique le désaccord entre cette théorie et la mesure, la cause de la réduction d'effort pour ces conditions doit être cherchée ailleurs.

2.2.2.5 Influence de l'amplitude vibratoire

Dans les essais présentés sur la figure 2.13, la vitesse d'avance est maintenue à $1,5\text{ mm/min}$ et une vibration normale à 2 Hz est appliquée. Les amplitudes de cette vibration sont de $12\mu\text{m}$ et $20\mu\text{m}$. On obtient alors des réductions des efforts respectivement de 11 % et de 17 % en début d'application de la vibration. Il n'a pas été possible de

faire de mesures sur la fin de l'essai, suite à une défaillance de l'acquisition à ce stade. On peut remarquer que la variation relative de réduction d'effort, 35 %, est en bonne corrélation avec la variation de l'amplitude qui est de 40 %. De plus, les amplitudes crête à crête des variations des forces sont dans les mêmes proportions avec environ 600 N dans le premier cas et 1000 N dans le second. Ce constat et la conclusion des essais précédents semblent indiquer que la variation de forces n'est pas en relation avec la viscosité mais avec la rigidité et l'écroutissage du matériau.

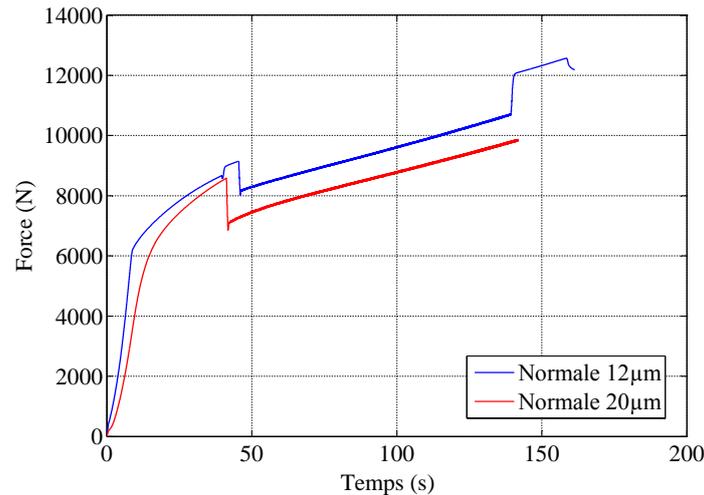


Figure 2.13: Influence de l'amplitude des vibrations

2.2.2.6 Synthèse sur l'effet des vibrations

De ces études, sans vouloir définir de règles, du fait du peu d'essais réalisés, quelques tendances sont identifiables : d'une part, les formes d'ondes en créneaux et normales semblent plus propices à la réduction de force. D'autre part, une augmentation de la fréquence et de l'amplitude des vibrations (dans une certaine limite non définie) est également positive pour le but recherché. Enfin, et contrairement à ce que prévoit le modèle de Norton-Hoff, la vitesse de déformation ne semble pas être un paramètre déterminant pour notre lopin à comportement élastique.

2.2.3 Étude quantitative de l'effet des vibrations sur la tribologie à l'interface de matrice

Les échantillons forgés sont présentés sur la figure 2.14. Ils présentent une déformation typique en forme de tonneau, caractéristique de ce type d'essai. Ce phénomène s'explique par le frottement à l'interface entre le lopin et les matrices qui ralentit l'écoulement du matériau par rapport à la section médiane indiquée sur cette figure. On remarque sur

les différents échantillons une différence d'écart sur les diamètres supérieur, médian et inférieur. Ceci semble indiquer que le frottement est différent selon les formes d'ondes.

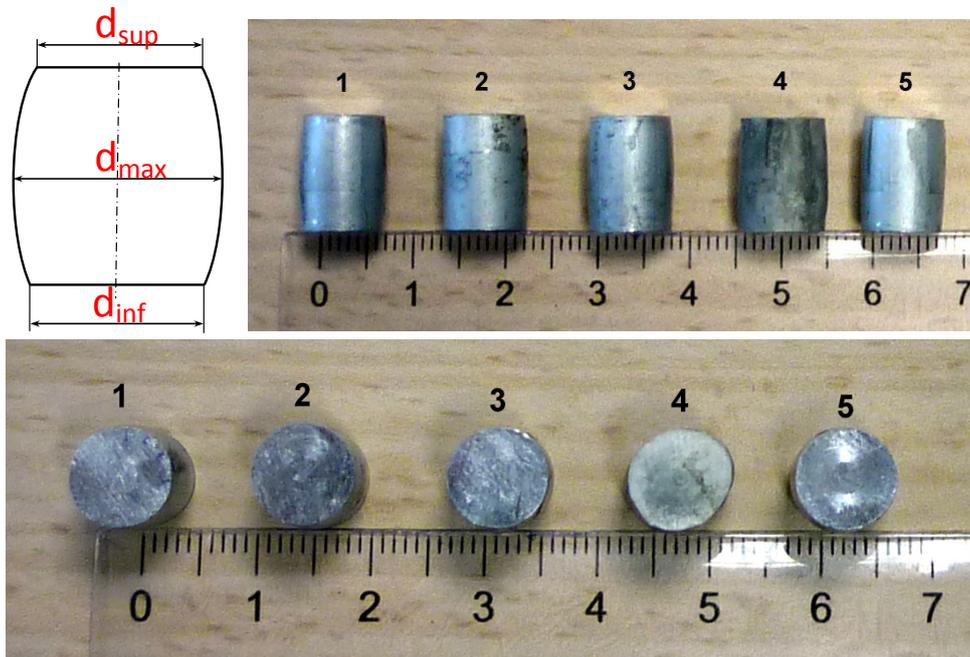


Figure 2.14: Échantillons d'aluminium après le forgeage : (1) Sans vibrations, (2) Avec vibration sinusoïdale, (3) Avec vibration triangulaire, (4) Avec vibration en créneau, (5) Avec vibration normale

Afin d'évaluer la tendance, les rapports $\overline{d_{inf}}/\overline{d_{max}}$ et $\overline{d_{sup}}/\overline{d_{max}}$ ont été calculés et présentés sur le tableau 2.5. Le traitement thermique provoquant une augmentation des tailles de grain, la déformation selon la direction radiale n'est pas homogène. Nous allons considérer la valeur moyenne de diamètre. On peut noter les tendances suivantes

- L'application de vibrations (échantillons 2, 3, 4, 5) semble effectivement réduire l'effet de « tonneau » par rapport à l'échantillon sans vibrations (1), ce qui témoigne d'un effet tribologique;
- les formes d'ondes ont une influence similaire, bien qu'il semble que l'application de créneaux ait un effet légèrement supérieur. Cependant, cette observation doit être nuancée car les créneaux provoquent un effet dynamique considérable lors du transitoire.

Cette étude doit être poursuivie en améliorant les points suivants :

- La maîtrise de la géométrie du matériau et du traitement thermique afin de minimiser l'effet de grain ;
- Les essais doivent être menés en imposant une plus grande déformation afin d'exagérer les tendances et de les rendre plus facilement mesurables.

Sur ce dernier point, il est à noter que les essais présentés étaient volontairement limités afin de rester dans le domaine de validité du modèle, qui sera présenté dans la suite.

Tableau 2.5: *Diamètres des échantillons d'aluminium après le forgeage*

Échantillon	1	2	3	4	5
	Min - Max				
d_{\max} [mm]	9,17 - 9,25	9,07 - 9,20	9,15 - 9,26	8,34 - 9,83	9,19 - 9,26
d_{sup} [mm]	8,58 - 8,69	8,65 - 8,80	8,59 - 8,70	8,42 - 9,14	8,76 - 8,85
d_{inf} [mm]	8,52 - 8,75	8,71 - 8,82	8,65 - 8,75	8,23 - 9,20	8,65 - 8,80
$\overline{d_{\text{sup}}/d_{\text{max}}}$	0,938	0,955	0,939	0,966	0,954
$\overline{d_{\text{inf}}/d_{\text{max}}}$	0,938	0,959	0,945	0,959	0,948

$d_{\max}, \overline{d_{\text{max}}}$: Diamètre au milieu de hauteur et sa valeur moyenne

$d_{\text{sup}}, \overline{d_{\text{sup}}}$: Diamètre de la surface en contact avec matrice supérieure et sa valeur moyenne

$d_{\text{inf}}, \overline{d_{\text{inf}}}$: Diamètre de la surface en contact avec matrice inférieure et sa valeur moyenne

2.3 Modélisation du système mono-actionneur piézo-électrique

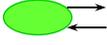
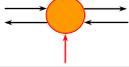
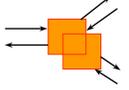
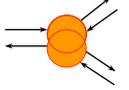
L'objectif de cette section est de modéliser l'ensemble du système afin d'étudier l'efficacité des différentes formes d'ondes et d'évaluer leur influence sur la force de réaction de la pièce pendant le procédé. Dans les parties suivantes, le système complet est représenté de l'actionneur piézoélectrique au lopin à forger, par une Représentation Énergétique Macroscopique.

2.3.1 Représentation Énergétique Macroscopique (REM)

La Représentation Énergétique Macroscopique développée par le Laboratoire de l'Électrotechnique et Électronique de Puissance de Lille (L2EP-France) est un outil graphique dédié à la représentation fonctionnelle des systèmes en interaction [43–45]. Il s'appuie sur le respect de la causalité naturelle intégrale et met en évidence les transferts énergétiques entre sous-systèmes. La REM permet de décrire des relations entre des variables d'entrée et sortie des composants du système par un ensemble limité d'éléments pour représenter l'accumulation, la conversion ou la dissipation d'énergie, ainsi que sa distribution. A partir de la représentation, une inversion pas à pas permet de synthétiser systématiquement une structure de commande en respectant le comportement physique des systèmes [46, 47]. Cette caractéristique constitue un apport complémentaire par rapport à d'autres types de formalismes (Bond Graph, Power-Oriented Graphs, Power Flow Diagram, Puzzles Énergétique)[48].

Les symboles représentatifs associés à la REM sont listés dans le tableau 2.6. Basée sur le principe de l'action et de la réaction entre chaque composant du système, la causalité s'exprime naturellement tout au long de la chaîne de conversion.

Tableau 2.6: *Éléments constitutifs de formalisme REM*

Élément	Symbole	Description
Variable		Variable d'action x et de réaction y
Source		Capteur placé sur une variable
Accumulateur		Élément d'accumulation d'énergie
Convertisseurs		Convertisseur mono-physique
		Convertisseur multi-physique
Couplages		Couplage mono-physique
		Couplage multi-physique

Le produit mathématique de la variable d'action et de la variable de réaction donne la puissance instantanée échangée entre deux éléments connectés. La Structure Maximale de Commande du système est obtenue en utilisant le principe d'inversion pas à pas, soit une inversion directe pour des éléments de conversion énergétique, soit une inversion indirecte, par un asservissement, pour des éléments d'accumulation, avec acquisition des grandeurs. Une Structure de Commande Pratique peut en être déduite pour l'implémentation sur le système physique par des simplifications et des estimations des grandeurs non-mesurables.

Dans cette thèse, le dispositif met en œuvre un ou plusieurs actionneurs interagissant avec une structure mécanique pour obtenir des mouvements complexes. De plus, il est nécessaire de modéliser le lopin et l'alimentation électrique. Ainsi, la REM, avec sa capacité à prendre en compte les couplages multi-physiques, est adaptée pour représenter l'ensemble du système. Par ailleurs, la démarche systématique de définition de la commande sera utilisée par la suite. Dans l'étude du forgeage assisté par vibrations du système mono-actionneur, la REM est utilisée pour représenter des parties mécaniques et électriques afin de visualiser la conversion de l'énergie électrique à l'énergie mécanique sous la forme de la déformation d'un lopin cylindrique. Ensuite, les résultats de simulation de ce modèle seront comparés avec ceux des expériences du forgeage afin de valider notre représentation du système mono-actionneur.

2.3.2 Modélisation d'un actionneur piézoélectrique

2.3.2.1 Modélisations classiques d'un actionneur piézoélectrique

Modélisation par schéma électrique équivalent

Il existe différentes méthodes pour modéliser un actionneur piézoélectrique selon l'application et les aspects étudiés du comportement de l'actionneur. La première méthode est l'utilisation d'un schéma électrique équivalent de l'actionneur. On utilise alors une analogie entre force et tension, charge et déplacement, courant et vitesse. En 1928, Van Dyke [49] propose un modèle de l'AP comportant un condensateur C_0 correspondant au stockage d'énergie électrique en parallèle avec une branche de $C_1 - R_1 - L_1$ modélisant la résonance mécanique comme présenté sur la figure 2.15. Ce modèle est valide seulement autour des fréquences de résonance mais il ne montre pas explicitement la conversion électromécanique dans l'actionneur [50].

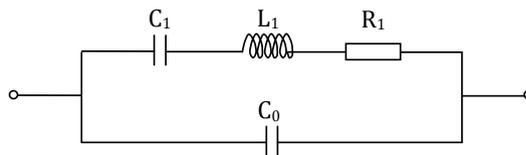


Figure 2.15: Schéma électrique équivalent de Van Dyke

Un modèle amélioré par Mason [51] en 1935 permet de décrire le comportement uni-modal d'un élément piézoélectrique en incluant la charge mécanique. En effet, le schéma utilise un transformateur électromécanique avec un port électrique et deux ports acoustiques qui représentent les deux surfaces vibrantes du résonateur piézoélectrique. Le schéma sur la figure 2.16a présente le mode dans lequel le champ électrique est parallèle à la direction de propagation des ondes et Z_S , Z_T sont les impédances électrique et acoustique des ports. Un autre modèle développé par Krimholtz, Leedom et Matthae (schéma équivalent de KLM, voir figure 2.16b) en 1970 [52] permet d'éliminer le condensateur négatif dans le schéma de Mason.

Cette approche de modélisation est très connue dans le processus de développement et d'estimation de performances des transducteurs piézoélectriques, notamment pour la détermination des pertes dans le matériau grâce à l'utilisation de paramètres complexes du modèle. Les schéma électriques équivalents sont également bien adaptés à l'étude des sources d'alimentation des APs. Par contre, cette modélisation n'est pas adaptée pour définir la structure de commande car les impédances sont dépendantes de la fréquence du signal d'entrée, et dans notre cas, ne pourraient respecter un fonctionnement avec des formes d'ondes autres que sinusoidales.

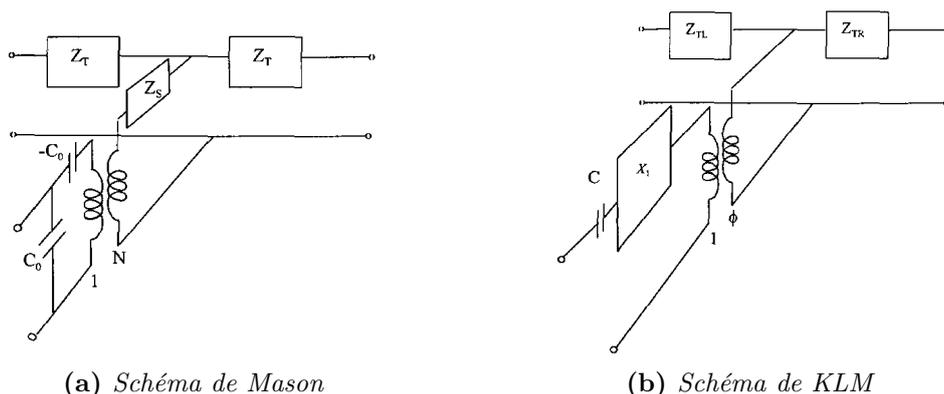


Figure 2.16: Schémas électriques équivalents d'un élément piézoélectrique [53]

Modélisation analytique

Une solution analytique pour les équations du mouvement peut être obtenue en utilisant le principe d'Hamilton et des approximations du champ de déformation. Cette méthode est proposée par Tiersten [54] pour des plaques piézoélectriques en 1967, afin de déduire l'équation de mouvement. Par la suite, de nombreuses études ont cherché à améliorer ce modèle en incluant des effets du second ordre. Ainsi, Fernandes et al [55] proposent un modèle amélioré en introduisant une composante de cisaillement dans le champ de déformation élastique. Ils obtiennent ainsi une solution précise à 1–2 % par rapport à la solution obtenue par la méthode des éléments finis avec un modèle 3D.

Pour l'actionneur multi-couches, Ly [9] présente une solution analytique par une méthode de décomposition modale qui permet d'établir les solutions théoriques exactes. Par contre, la solution pour des équations analytiques peut devenir très compliquée selon les conditions aux limites, et en particulier dans le cas de l'interaction non-linéaire rencontrée en forgeage.

Solution numérique

Dans certains cas [9, 56–60], une solution numérique est obtenue par la méthode des éléments finis comme une approximation de solution analytique exacte. Cette méthode permet une estimation précise de la sortie de l'actionneur piézoélectrique. Cependant, le modèle, obtenu par analyse modale, consiste en des matrices de rigidité et de masse de très grande taille difficilement exploitable pour la commande en raison du temps de calcul.

Modélisation quasi-statique

Les méthodes précédentes considèrent les effets dynamiques dans la partie mécanique par le biais de la branche motionnelle résonante. Dans notre application, les fréquences étant basses, on se situe généralement très en dessous de la fréquence de résonance mécanique

de l'actionneur : un modèle quasi-statique semble donc suffisant. Les équations usuelles données par les constructeurs sont de la forme :

$$Q = K_C \cdot q + C \cdot U_p \quad (2.1)$$

$$F_p = -K_S \cdot q + K_C \cdot U_p \quad (2.2)$$

avec	Q	charge électrique	[C]
	K_C	coefficient de conversion piézoélectrique	[C/m]
	q	allongement de l'actionneur	[m]
	C	capacité électrique de l'actionneur	[F]
	U_p	tension appliquée à l'actionneur	[V]
	F_p	force générée par l'actionneur	[N]
	K_S	rigidité de l'actionneur	[N/m]

L'équation (2.1) donne la charge électrique Q en fonction de l'allongement de l'actionneur q et la tension appliquée U_p avec des conventions récepteur. L'équation (2.2) exprime la force appliquée par l'actionneur piézoélectrique en fonction de l'allongement et la tension appliquée (voir la figure 2.17). Il convient de préciser que cette expression correspond à une convention générateur pour la mécanique. Ces équations obtenues directement à partir des équations de la piézoélectricité sont linéaires. Cependant, le matériau piézoélectrique présente une hystérésis intrinsèque qui peut être gênante dans le cas d'une application en micro-positionnement.

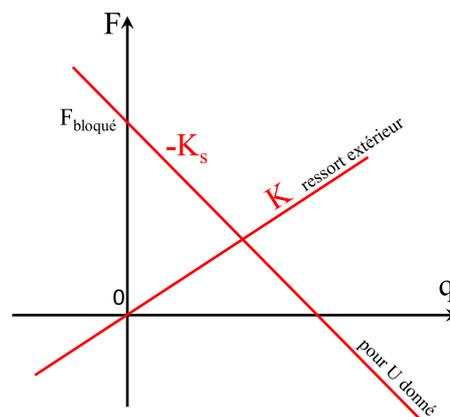


Figure 2.17: Comportement mécanique de l'actionneur

La modélisation quasi-statique présentée peut être améliorée pour prendre en compte cette hystérésis comme l'ont proposé Goldfarb et Celanovic [61], pour la commande en micromanipulation.

Leur modèle consiste à ajouter en série au schéma équivalent de Mason en quasi-statique, un élément non-linéaire constitué par un modèle de Maxwell généralisé, comme le

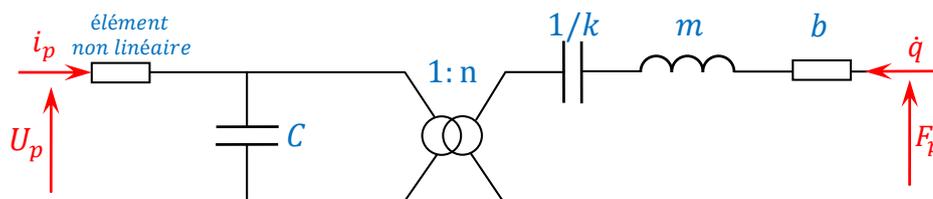


Figure 2.18: Schéma de Mason du modèle d'un actionneur avec un composant non-linéaire

montre la figure 2.18. On peut voir sur la figure 2.19 que la non-linéarité est correctement modélisée. La difficulté demeure pour identifier les paramètres d'un modèle de Maxwell à partir des relevés expérimentaux.

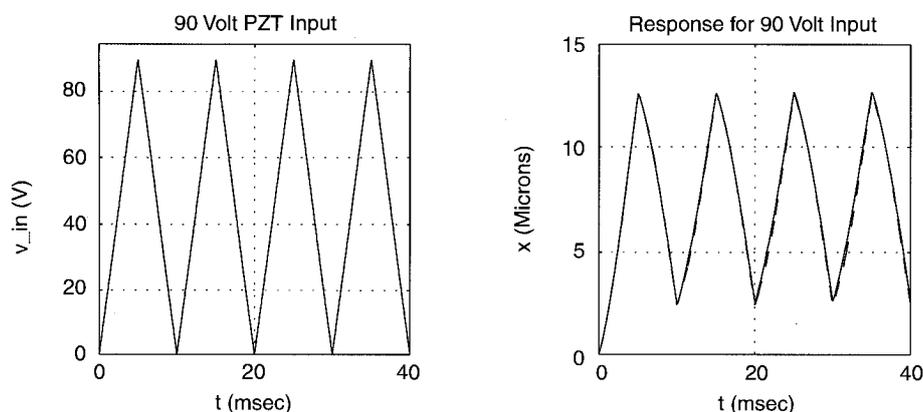


Figure 2.19: Valeurs mesurées et simulées de déplacement avec l'entrée triangulaire à 100 Hz [61]

2.3.2.2 REM d'un actionneur piézoélectrique

Considérons les équations (2.1),(2.2) en introduisant les relations entre courant, charge, déplacement et vitesse. Elles peuvent être réécrites sous les formes suivantes afin de faire apparaître, en causalité intégrale, des variables énergétiques (vitesse, courant) :

$$\int i_p dt = K_C \cdot \int \dot{q} dt + C \cdot U_p \quad (2.3)$$

$$F_p = -K_S \cdot \int \dot{q} dt + K_C \cdot U_p \quad (2.4)$$

Le modèle REM de l'actionneur est construit étape par étape à partir des variables d'entrée et de sortie. Les termes $K_C \int \dot{q} dt$ dans (2.3) et $K_C \cdot U_p$ dans (2.4) expriment la conversion électromécanique dans l'AP. Ce phénomène piézoélectrique est représenté par un élément de conversion (voir le tableau 2.6) avec un facteur de conversion K_C . Dans le cas d'une conversion idéale, les relations entre les entrées et les sorties de cet élément de conversion sont définies comme suit :

$$F_c = K_C \cdot U_p \quad (2.5)$$

$$i_c = K_C \cdot \dot{q} \quad (2.6)$$

où les grandeurs i_c et F_c sont introduites : i_c est le courant motionnel et F_c est la force piézoélectrique.

L'énergie mécanique générée par cette conversion, définie par $\int F_c \dot{q} dt$, est stockée d'une part sous forme d'une énergie élastique au sein du matériau, définie par $\int F_s \dot{q} dt$, et produit d'autre part un travail mécanique en sortie par la force F_p , définie par $\int F_p \dot{q} dt$. Ceci se traduit par un élément de couplage énergétique avec la relation :

$$\int F_c \dot{q} dt = \int F_s \dot{q} dt + \int F_p \dot{q} dt \quad (2.7)$$

et la force F_p générée par l'AP est déduite :

$$F_p = F_c - F_s \quad (2.8)$$

où $F_s = K_S \int \dot{q} dt$ est la force élastique interne de l'actionneur.

La charge électrique $K_C \int \dot{q} dt$ générée par la conversion électromécanique dans l'AP et qui apparaît dans l'équation (2.3) contribue à la charge électrique totale $Q = \int i_p dt$. La tension de sortie de l'AP est donc calculée à partir de (2.9) :

$$U_p = \frac{1}{C} \int (i_p - i_c) dt \quad (2.9)$$

Cette relation intégrale est représentée par un accumulateur électrique.

En utilisant les symboles présentés sur le tableau 2.6, la REM de l'AP est construite en utilisant les équations (2.5)-(2.9). La construction du schéma respecte la causalité et il en découle les variables d'entrée de l'AP (courant i_p et vitesse \dot{q}) et les variables de sortie (tension U_p et force F_p), qui apparaissent sur la figure 2.20.

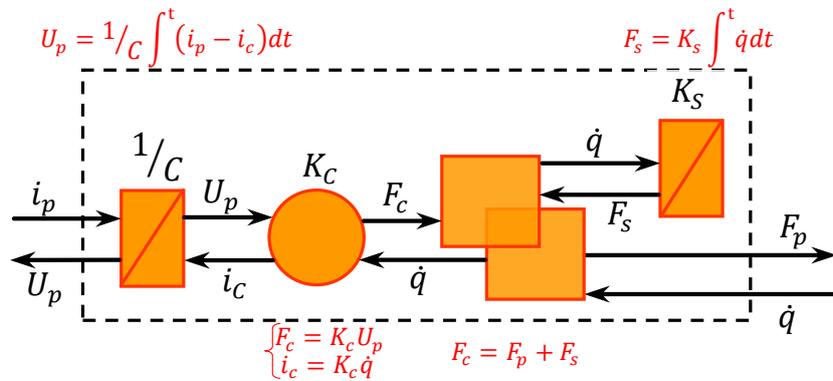


Figure 2.20: REM de l'actionneur piézoélectrique

2.3.3 Modélisation du lopin de forgeage

Dans cette étude, afin d'estimer la force de forgeage, un modèle du matériau constituant le lopin est nécessaire pour calculer la contrainte et la déformation de ce lopin pendant le forgeage. Le modèle de Bingham est donc utilisé pour modéliser le comportement élasto-viscoplastique rencontré dans les métaux. Ensuite, pour déterminer la force exercée par le lopin durant le forgeage, ce modèle est intégré dans l'expression obtenue par la méthode des tranches lors de l'écrasement d'un lopin cylindrique.

2.3.3.1 REM du modèle de Bingham

Dans l'hypothèse simplificatrice d'un modèle uni-dimensionnel, afin de modéliser la relation entre la contrainte mécanique et les déformations d'un matériau, un modèle rhéologique est généralement élaboré à partir d'éléments mécaniques qui représentent l'élasticité et la viscosité du matériau. Ces phénomènes sont modélisés par des ressorts et des amortisseurs respectivement. Le ressort modélise une déformation élastique réversible après un déchargement. L'amortisseur représente la dissipation qui peut apparaître dans les deux cas.

Un matériau élasto-viscoplastique soumis à un chargement monotone à partir d'un état initial sans contrainte se déforme tout d'abord de façon élastique, c'est à dire que si le chargement est annulé, l'état de déformation initiale sera retrouvé. Ce type d'évolution est décrit par les éléments précédents. A partir du moment où la charge atteint une valeur critique, la déformation plastique commence. La déformation résultante est alors la superposition d'une déformation élastique et d'une déformation plastique. Pour modéliser ce changement de comportement à partir d'une valeur limite (appelée contrainte de limite d'écoulement plastique σ_y) on utilise un élément supplémentaire, le patin. La contrainte exercée par un patin, σ_p , s'oppose à la contrainte appliquée, σ , avec une même amplitude jusqu'à ce que la contrainte atteigne la valeur de seuil σ_y comme le montre la figure 2.21.

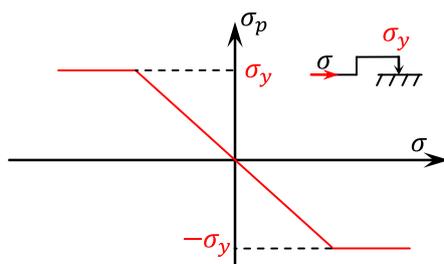


Figure 2.21: Comportement de l'élément patin

Ce comportement est exprimé par :

$$\begin{cases} \sigma_p = \sigma \text{ si } |\sigma| < \sigma_y \\ \sigma_p = \sigma_y \text{ si } |\sigma| > \sigma_y \end{cases} \quad (2.10)$$

Une combinaison des éléments (figure 2.22) permet de décrire différents modèles rhéologiques des matériaux. Dans le présent travail, le modèle élasto-viscoplastique uni-

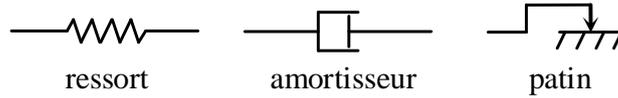


Figure 2.22: Éléments pour un modèle rhéologique

axial généralisé de Bingham [38, 62] est utilisé pour décrire les comportements des matériaux dans les domaines élastiques et viscoplastiques. La figure 2.23 présente le schéma de ce modèle. La déformation totale du matériau ε est la somme de la déformation élastique ε_e et la déformation plastique ε_p :

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_p(t) + \varepsilon_e(t) \quad (2.11)$$

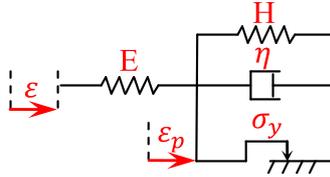


Figure 2.23: Modèle élasto-viscoplastique uni-axial généralisé de Bingham (E : module d'élasticité, H : coefficient d'écrouissage, η : coefficient d'amortissement visqueux)

Le comportement du matériau dans le domaine élastique est décrit par le schéma lorsque le patin ne glisse pas. La déformation plastique est alors constante, c'est à dire que nous pouvons considérer que le patin se comporte, d'un point vue la REM, comme une source de vitesse $\dot{\varepsilon}_p = 0$. Par ailleurs, la contrainte du patin est définie par l'ensemble des déformations du matériau par la relation : $\sigma_p = \sigma_0 - \sigma_H$, où σ_0 est la contrainte élasto-viscoplastique, et σ_H est la contrainte d'écrouissage. Cet état est vérifié si $|\sigma_p| < \sigma_y$.

Si l'écoulement plastique a lieu, alors la contrainte σ_p est égale à σ_y (figure 2.21). Dans ce cas, la REM doit changer la causalité du lopin, qui se comporte comme une source de force. Alors, la contrainte visqueuse s'exprime en fonction des autres contraintes. Le matériau réagit comme un système comprenant un ressort de rigidité H en parallèle avec un amortisseur visqueux de coefficient d'amortissement η soumis à la contrainte $\sigma_0(t) - \sigma_y$. La déformation plastique sera obtenue par la résolution de l'équation différentielle correspondante.

En résumé, les différents états sont déterminés dans l'hypothèse d'une élasticité linéaire d'après la condition sur la contrainte suivante :

1. $|E.\varepsilon - \sigma_H| < \sigma_y$: domaine élastique qui correspond à la REM sur la figure 2.24a, où $\dot{\varepsilon}_p = 0$ (sans écoulement plastique),
2. $|E.\varepsilon - \sigma_H| > \sigma_y$: domaine plastique, durant lequel l'écoulement plastique apparaît et la contrainte visqueuse σ_v peut être déterminée par :

$$\begin{cases} \sigma_v = \sigma_0 - \sigma_H - \sigma_y & \text{si } E.\varepsilon - \sigma_H > \sigma_y \\ \sigma_v = \sigma_0 - \sigma_H + \sigma_y & \text{si } E.\varepsilon - \sigma_H < -\sigma_y \end{cases} \quad (2.12)$$

et dans ce cas, la REM complète correspondante est représentée sur la figure 2.24b.

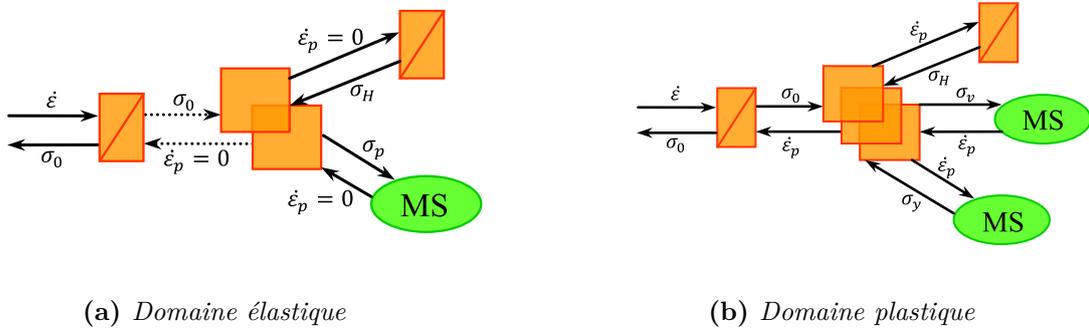


Figure 2.24: REM des comportements du matériau

Sur la figure 2.24, les deux ressorts du modèle de Bingham sont représentés par deux accumulateurs mécaniques, où l'énergie élastique du matériau est acquise au cours de la déformation, tandis que les deux autres composants, y compris l'amortisseur visqueux et le patin, sont considérés comme des sources où l'énergie mécanique se dissipe. Dans l'implémentation actuelle, des éléments non-linéaires pour la contrainte d'écrouissage σ_H et la contrainte visqueuse σ_v ont été utilisés :

$$\begin{cases} \sigma_v = \eta |\dot{\varepsilon}_p|^n \operatorname{sgn}(\dot{\varepsilon}_p) \\ \sigma_H = H |\varepsilon_p|^m \operatorname{sgn}(\varepsilon_p) \end{cases} \quad (m, n > 0) \quad (2.13)$$

où $\operatorname{sgn}(\cdot)$ est la fonction de signe

H	coefficient d'écrouissage	[MPa]
m	exposant associé à l'écrouissage	[-]
η	coefficient d'amortissement visqueux	[MPa]
n	l'exposant associé à l'amortissement visqueux	[-].

Les paramètres $E, H, \sigma_y, \eta, m, n$ sont supposés constants pour un matériau donné. La solution de l'équation (2.12) donne la valeur de la déformation plastique ε_p en fonction de l'entrée ε . La déformation élastique ε_e peut alors être déduite par l'équation (2.11).

2.3.3.2 Calculs de force par la méthode des tranches

La REM de l'AP comporte en grandeur de sortie mécanique F_p , la force de l'actionneur et en grandeur mécanique d'entrée \dot{q} , la vitesse de déplacement de l'actionneur. Par ailleurs, en ce qui concerne la REM du lopin, la grandeur mécanique d'entrée est $\dot{\varepsilon}$, vitesse de déformation du lopin et la grandeur mécanique de sortie est σ_0 , contrainte élasto-viscoplastique. Il s'agit donc, pour lier les deux REM, de définir les relations entre F_p et σ_0 d'une part, \dot{q} et $\dot{\varepsilon}$ d'autre part.

La méthode des tranches est une méthode analytique souvent utilisée pour déterminer la force dans les processus de forgeage [11, 63]. Cette méthode permet d'intégrer un modèle de la force de frottement entre les outillages et le lopin. De plus, elle nous permet également de prendre en compte les vibrations imposées au lopin pour déterminer la réduction de force pendant le forgeage. L'analyse suivante est adaptée aux géométries cylindriques, mais elle peut également être appliquée à un lopin parallélépipédique [11]. Considérons l'écrasement d'un lopin cylindrique ayant une hauteur $h(t)$ et un rayon $r_e(t)$ comme sur le schéma simplifié (figure 2.25). Le lopin est en contact avec les deux matrices dont une se déplace à vitesse constante tandis que l'autre est soumise à des vibrations générées par un actionneur piézoélectrique. En supposant que le matériau s'écoule radialement, le champ de contraintes dépend uniquement du rayon du lopin.

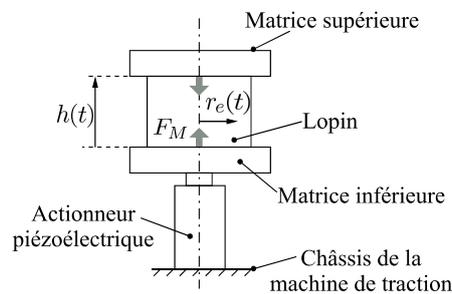


Figure 2.25: Schéma simplifié de dispositif du forgeage par vibrations piézoélectriques pour un échantillon cylindrique

Dans ce modèle, le frottement est pris en compte en utilisant le modèle de Coulomb et la géométrie de l'échantillon est supposée rester cylindrique au cours du forgeage. Cela signifie également que pour des matrices supposées rigides, la hauteur du lopin est imposée (figure 2.26a). D'autre part, le glissement a lieu sur l'ensemble des interfaces entre le lopin et les matrices lors de la déformation.

Considérons une tranche de matière cylindrique située au rayon r et d'épaisseur dr telle que présentée sur la figure 2.26a, l'équilibre des forces selon la direction radiale d'une tranche (voir figure 2.26b) s'exprime :

$$(\sigma_r + d\sigma_r)hd\theta - \sigma_r rhd\theta - 2\sigma_\theta \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right)hdr - 2\mu\sigma_z d\theta dr = 0 \quad (2.14)$$

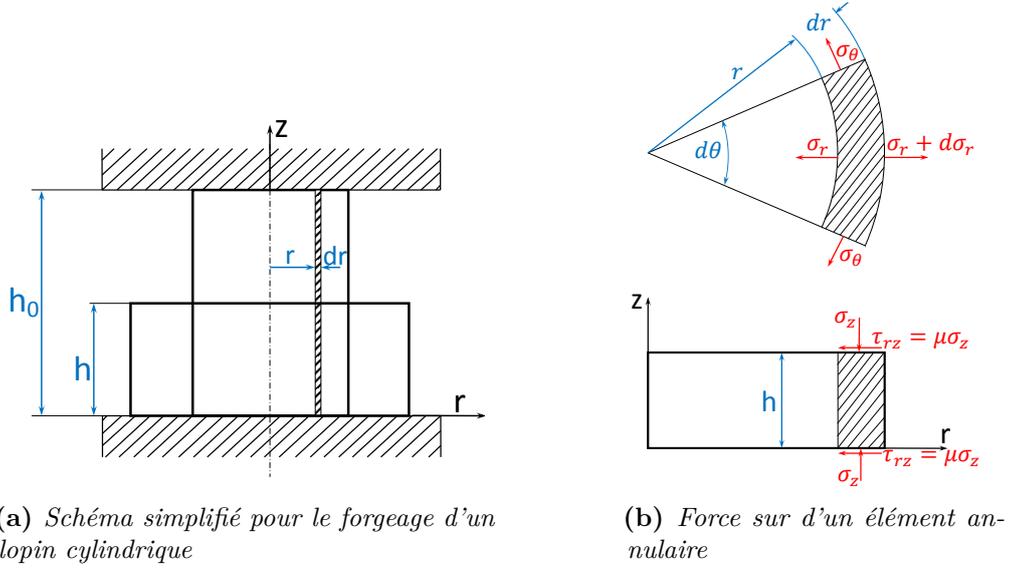


Figure 2.26: Modèle pour le calcul de force du forgeage d'un lopin cylindrique

avec μ est le coefficient de frottement de Coulomb entre le lopin et les matrices ; $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z$ sont respectivement les contraintes selon les directions e_r, e_θ, e_z qui sont supposées être sur les axes principaux. Pour une petite tranche ($d\theta \ll \frac{\pi}{2}$), on a l'approximation $\sin \frac{\theta}{2} \simeq \frac{\theta}{2}$ et l'équation (2.14) devient :

$$d\sigma_r = \left[(\sigma_\theta - \sigma_r) \frac{1}{r} + \frac{2\mu}{h} \sigma_z \right] dr \quad (2.15)$$

Pour une déformation plastique, on obtient $\sigma_\theta = \sigma_r$ et $\sigma_z = \sigma_r - \sigma_0$. L'équation (2.15) se réécrit comme suit :

$$\frac{1}{\sigma_z} d\sigma_z = -\frac{2\mu}{h} dr \quad (2.16)$$

Avec les conditions aux limites $\sigma_r = 0$ à la surface libre du lopin, soit $\sigma_z = \sigma_0$, la solution de l'équation (2.16) est donnée par :

$$\sigma_z(r) = \sigma_0 e^{-\frac{2\mu(r_e - r)}{h}} \quad (2.17)$$

où r_e est le rayon de la surface libre du lopin. Ainsi, la force du forgeage est obtenue par l'intégrale de σ_z sur la surface supérieure du lopin :

$$F_f = \frac{\pi r_e h}{\mu} \sigma_0 \left(\frac{e^{A_f} - 1}{A_f} - 1 \right) \quad (2.18)$$

où $A_f = \frac{2\mu r_e}{h}$. Cette équation montre que la charge du forgeage F_f est égale à la contrainte élastoplastique du matériau σ_0 modulée par la fonction $\Psi(t) = \frac{\pi r_e h}{\mu} \left(\frac{e^{A_f} - 1}{A_f} - 1 \right)$, qui dépend de coefficient de frottement de Coulomb μ et des paramètres géométriques du

lopin $h(t)$ et $r_e(t)$ (voir figure 2.25). Ces derniers paramètres sont imposés par la distance entre les matrices $h(t)$ et la conservation du volume du lopin.

La déformation du lopin selon z est exprimée comme suit :

$$\varepsilon = \frac{h_0 - h(t)}{h(t)} \quad (2.19)$$

et la vitesse de déformation $\dot{\varepsilon}$ est définie par la relation suivante :

$$\dot{\varepsilon} = -\frac{h_0 \dot{h}(t)}{h^2(t)} \quad (2.20)$$

La vitesse de variation de la hauteur du lopin $\dot{h}(t)$ est déterminée par la somme de la vitesse d'avance de la matrice supérieure V_0 et la vitesse de déplacement de l'actionneur \dot{q} : $\dot{h}(t) = -V_0 + \dot{q}$.

La relation entre la vitesse de déplacement de l'actionneur et la vitesse de déformation est écrit comme suit :

$$\dot{\varepsilon} = -\frac{h_0(-V_0 + \dot{q})}{h^2(t)} \quad (2.21)$$

2.3.4 Modèle du système complet du forgeage

Le modèle du système complet est présenté sur la figure 2.27. Le système d'alimentation électrique est modélisé en considérant un modèle moyen de la tension imposée au point V par le bras de l'onduleur (voir la figure 2.4) et l'inductance de lissage L est représentée par un accumulateur électrique. L'ensemble de la source électrique et du filtre constitue une source de courant qui alimente l'AP.

Ces modèles sont connectés en série avec le modèle de l'AP où apparaît le courant i_p (variable d'action) et la tension U_p aux bornes de l'AP (variable de réaction). La force de sortie de l'AP excite directement le dispositif mécanique, qui est modélisé comme un système masse-ressort.

La rigidité et la masse équivalente du système mécanique sont obtenues expérimentalement à partir de réponse à des échelons de tension. La vitesse en sortie du modèle du système mécanique \dot{q} est la vitesse de vibrations transmise à la matrice inférieure et par conséquent à la surface inférieure du lopin cylindrique. La commutation entre les modèles correspondant à l'état élastique et l'état plastique est assurée par un aiguilleur [48] qui utilise la fonction de test $f(\varepsilon, \varepsilon_p) = |E \cdot \varepsilon - \sigma_H| - \sigma_y$. Précisons que dans ce modèle, le lopin est supposé être toujours en contact avec les deux matrices puisque l'amplitude des vibrations est très faible.

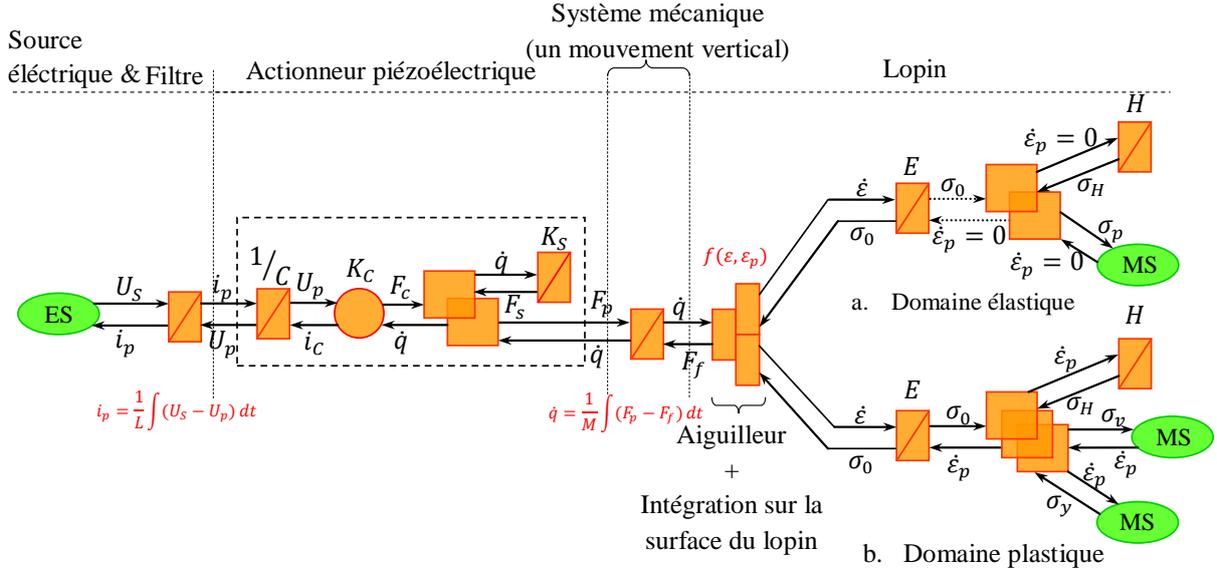


Figure 2.27: REM du système complet

2.4 Validation du modèle du système complet

2.4.1 Détermination des paramètres du matériau

Le modèle de Bingham nécessite d'identifier 6 paramètres : le module d'Young E , la contrainte d'écoulement σ_y , le coefficient d'écrouissage H et l'exposant associé m , le coefficient de viscosité de matériau η et l'exposant associé à sa loi non linéaire n . De plus, le coefficient de friction μ dans le modèle des tranches est également nécessaire.

Ces coefficients ne sont pas disponibles dans la littérature et il est nécessaire de les identifier. La stratégie utilisée a consisté en une procédure d'optimisation (voir figure 2.28).

L'objectif de cette procédure est de minimiser l'écart de la sortie prédite par le modèle pour un jeu de paramètres donné et la mesure effectuée. L'entrée du modèle est l'écart de déplacement mesuré entre des matrices. Dans l'algorithme d'optimisation, la fonction objectif à minimiser a été définie comme la norme entre la force mesurée et la force prédite $\delta = \|F_{mesurée} - F_{prédite}\|$. Par ailleurs, pour préserver le sens physique du modèle, un certain nombre de contraintes ont été imposées :

$$\begin{cases} 0 < E < E_{max}, \\ 0 < \sigma_y, \\ 0 < H < E, \\ 0 < n, m < 1, \\ 0 < \eta \end{cases}$$

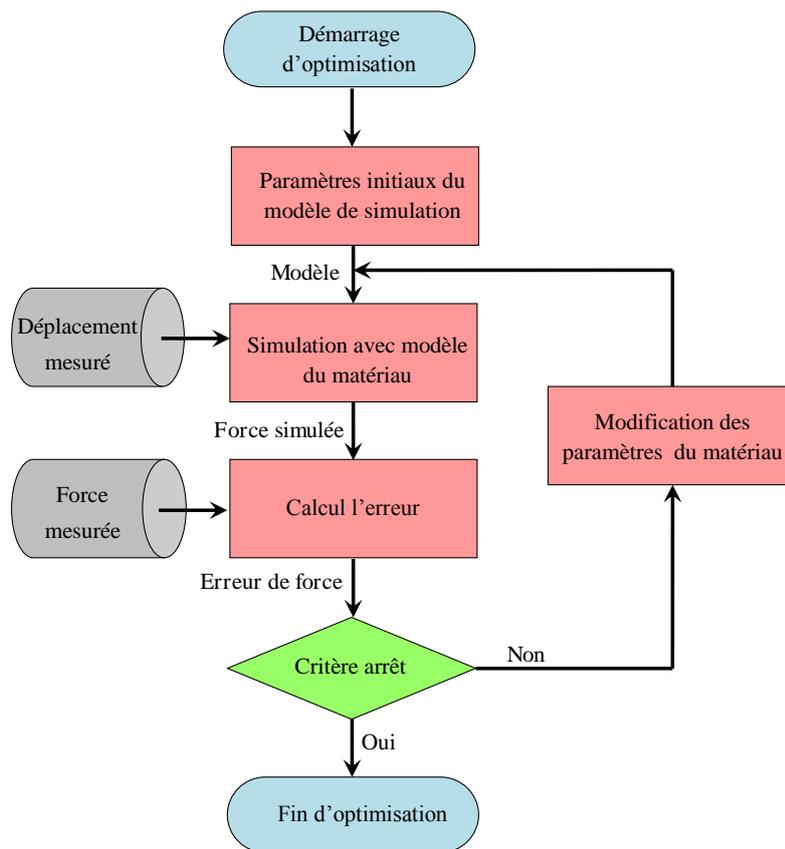


Figure 2.28: Flow chart du procédé d'optimisation

Pour l'initialisation, le module d'Young, le coefficient d'érouissage et la contrainte d'écoulement sont estimés à partir d'un essai sans vibrations. La procédure d'optimisation est alors appliquée itérativement à un essai avec vibrations jusqu'à que $\delta < \varepsilon$ avec ε un paramètre choisi en fonction de la précision souhaitée. Les algorithmes d'optimisation utilisés sont les algorithmes `fmincon` ou `patternsearch` de MATLAB® qui permettent de résoudre des problèmes non-linéaires avec contraintes. Le second est plus robuste dans le cas de problèmes présentant des non linéarités dures comme celle rencontrée lors de transition élastique - plastique.

2.4.2 Expérience avec échantillons de cuivre

Le test a été effectué sur une machine d'essai de traction LR30K Lloyd (figure 2.29) avec une capacité de charge maximale de 30 kN et une plage de vitesse de 0,001 à 508 mm/min.

Les pièces utilisées dans cette expérience sont des échantillons cylindriques de cuivre recuit (450 °C pendant 1 heure). Les dimensions du lopin et les paramètres identifiés du matériau sont donnés dans le tableau 2.7.

Il s'avère que le coefficient de frottement de Coulomb μ est difficile à estimer. En effet,

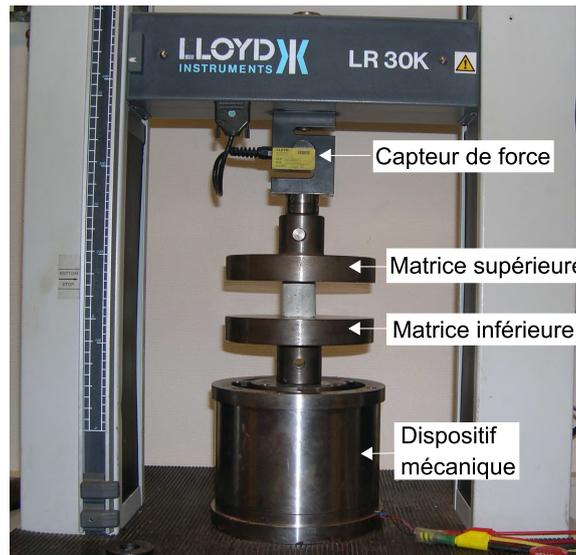


Figure 2.29: Machine d'essai Lloyd avec le dispositif mis en place

un temps relativement court au début de l'essai est considéré pour l'identification, pour des raisons de temps de calcul. Par conséquent, la valeur de A dans l'équation (2.18) varie peu et l'algorithme ne dispose que de peu d'informations pour estimer l'influence de μ .

Tableau 2.7: Paramètres d'échantillon de cuivre

h_0	7,9	[mm]
r_e	6	[mm]
σ_y	46,7	[MPa]
E	22,3	[GPa]
H	1,24	[MPa]
μ	1	-
η	4,83	[GPa.s]
n	0,958	-
m	0,33	-

Dans le cas présenté, la matrice supérieure se déplace vers le bas à une vitesse de 1 mm/min à $t = 4$ s. Une vibration de forme d'onde carré est appliquée sur la matrice inférieure par le dispositif vibrant. Les déplacements mesurés des deux matrices et la distance les séparant sont présentés sur la figure 2.30. La mesure indique que la machine Lloyd n'est pas assez rigide car le déplacement de la matrice inférieure a la même forme et la même fréquence que celui de la matrice supérieure. La déformation effective appliquée au lopin a donc d'une amplitude crête-à-crête d'environ $4 \mu\text{m}$ alors que le déplacement imposé à la matrice inférieure est de $20 \mu\text{m}$.

Sur la figure 2.31, l'effort de forgeage mesuré est comparé à celui trouvé en simulation après un filtrage qui sera justifié ensuite. Tout d'abord, la valeur moyenne de la force simulée est comparable à celle de la force mesurée. Les amplitudes crête à crête de variation de la force sont dans les deux cas environ 250–300 N selon que l'on considère le début ou

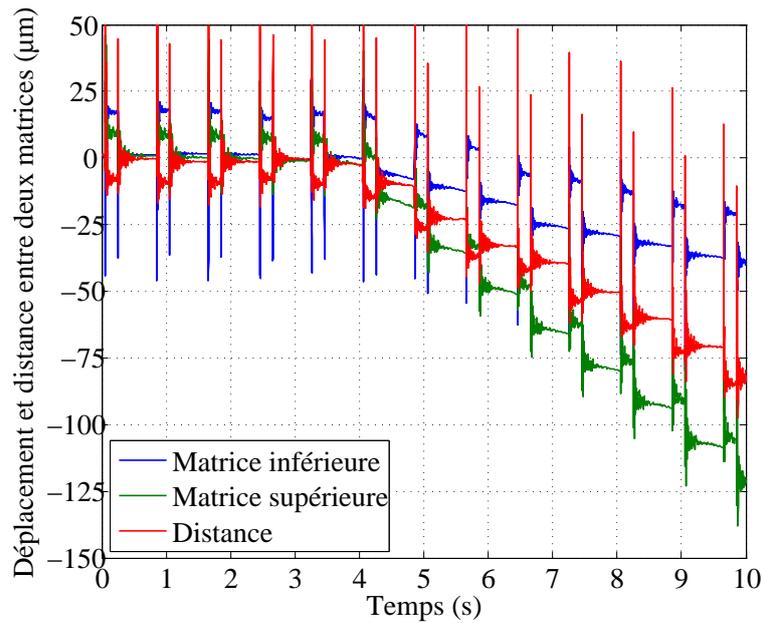


Figure 2.30: Déplacement et variation de la distance entre deux matrices

la fin de l'essai.

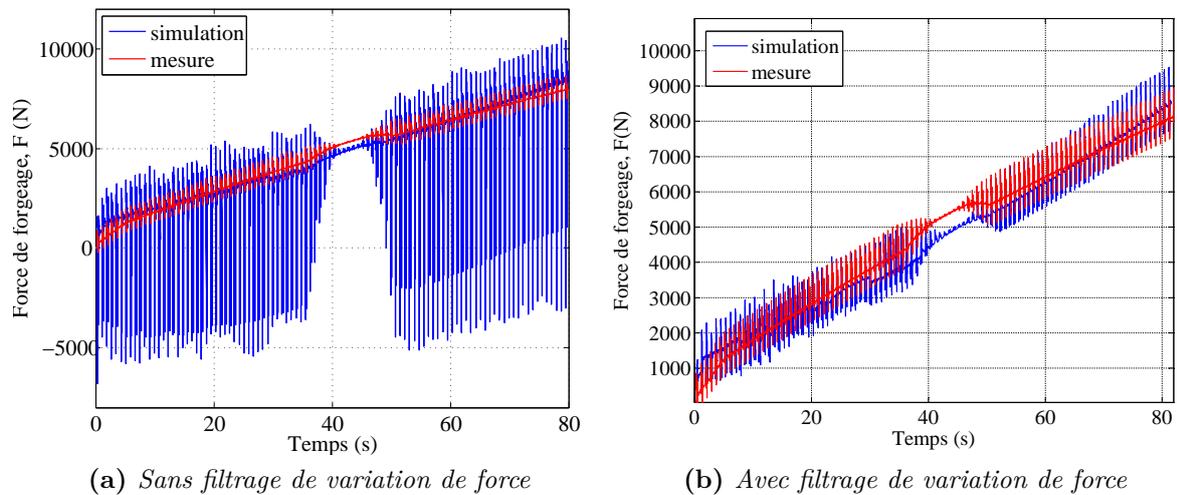


Figure 2.31: Force de forgeage mesurée en comparaison avec la valeur simulée pour l'échantillon de cuivre [64]

Cependant, la variation de la force dans le cas simulé est exagérée comme le montre la figure 2.31a. Ce problème peut être causé par une erreur de l'estimation des valeurs η et n identifiées, qui influencent la valeur de la contrainte σ_v dans l'équation (2.13). Cette valeur σ_v est plus fortement influencée par le bruit de mesure de déplacement car elle est dépendante de la vitesse de déformation $\dot{\varepsilon}_p$ qui est calculée en interne par le modèle. Or dans le cas de la vibration en créneaux, elle est particulièrement élevée et de plus des problèmes de mesure ont été constatés sur le capteur Heidenhain. Sur la figure 2.32

on a comparé les mesures de déplacement issues de ce capteur et d'un capteur laser. On peut clairement voir que le capteur Heidenhain tend à déformer les formes d'onde et à donner des mesures d'amplitude fausse. Malheureusement, les mesures de capteur laser sont difficilement exploitables en raison de la mauvaise résolution et du bruit comme on peut le voir sur la courbe sans vibrations.

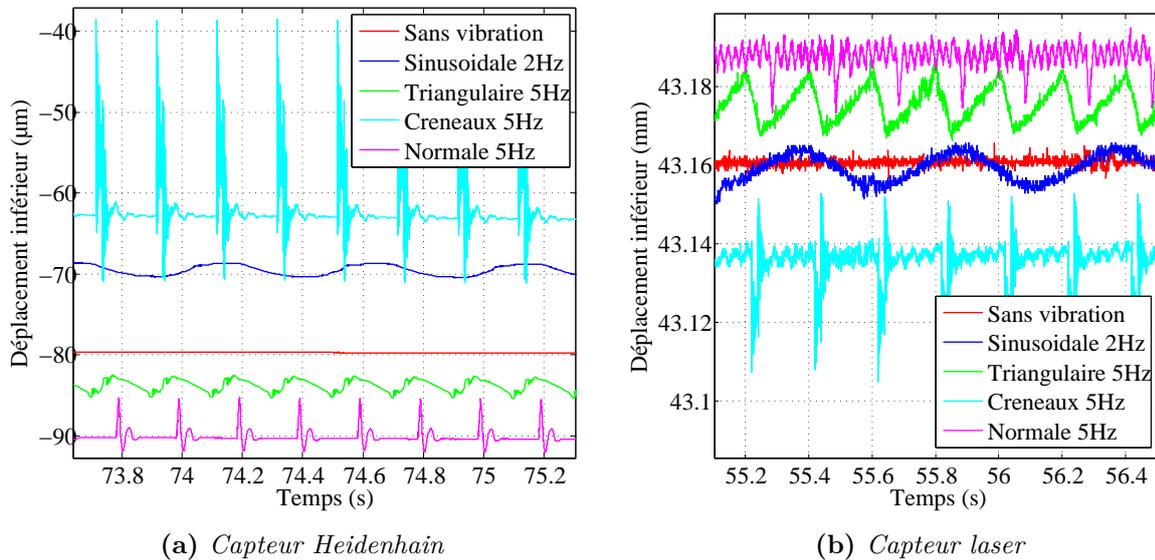


Figure 2.32: Déplacement de la matrice inférieure mesurée par deux types de capteurs

On peut également noter que la transition élastoplastique initiale sur la courbe simulée est beaucoup plus rapide que sur celle mesurée. C'est une limitation du modèle de Bingham car le comportement du modèle change rapidement, du comportement d'un ressort avec l'élasticité E , au comportement viscoplastique avec une élasticité plus faible. A la fin de l'essai, les résultats présentent une divergence de la valeur moyenne entre la force simulée et la valeur mesurée. Elle peut être attribuée à l'hypothèse cinématique du modèle des tranches, qui ignore la formation en tonneau du lopin pendant le forgeage.

Les résultats sont néanmoins encourageants, compte tenu notamment des détails visibles sur la figure 2.33. La vibration est supprimée à environ 38 s puis rétablie à environ 46 s. Une augmentation de la charge de forgeage peut être observée lorsque la vibration est supprimée dans les deux cas, expérimental et simulé, puis une diminution de la charge de forgeage apparaît quand la vibration est rétablie.

Ce résultat valide qualitativement le modèle du système et l'efficacité de l'utilisation de vibrations dans le forgeage, malgré certaines différences quantitatives.

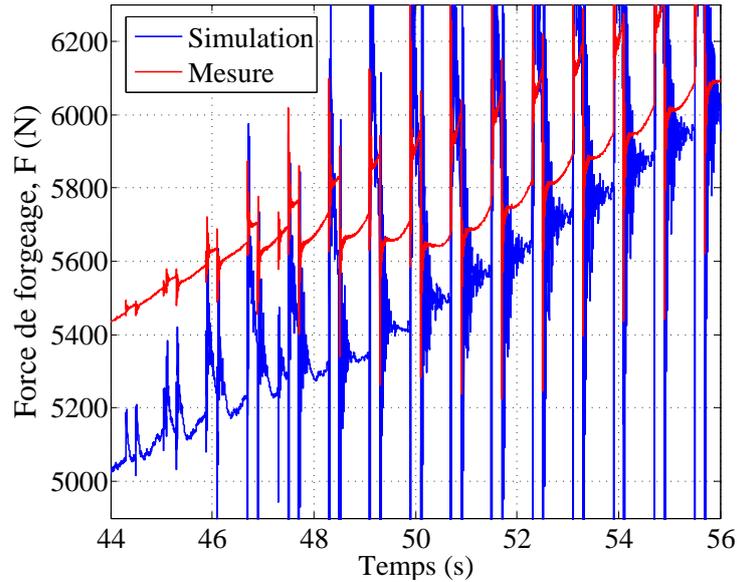


Figure 2.33: Détail de la force de forgeage mesurée en comparaison avec la valeur simulée dans le cas d'un échantillon de cuivre

2.4.3 Expérience avec échantillons d'aluminium

Les tests précédents avec des lopins de cuivre ont été influencés par l'élasticité de la machine utilisée. Ainsi, un nouveau test a dû être effectué sur une machine d'essai Zwick/Roell Z1200, avec une capacité de charge de 1200 kN et une plage de vitesse de 0,001 à 400 mm/min (figure 2.34).

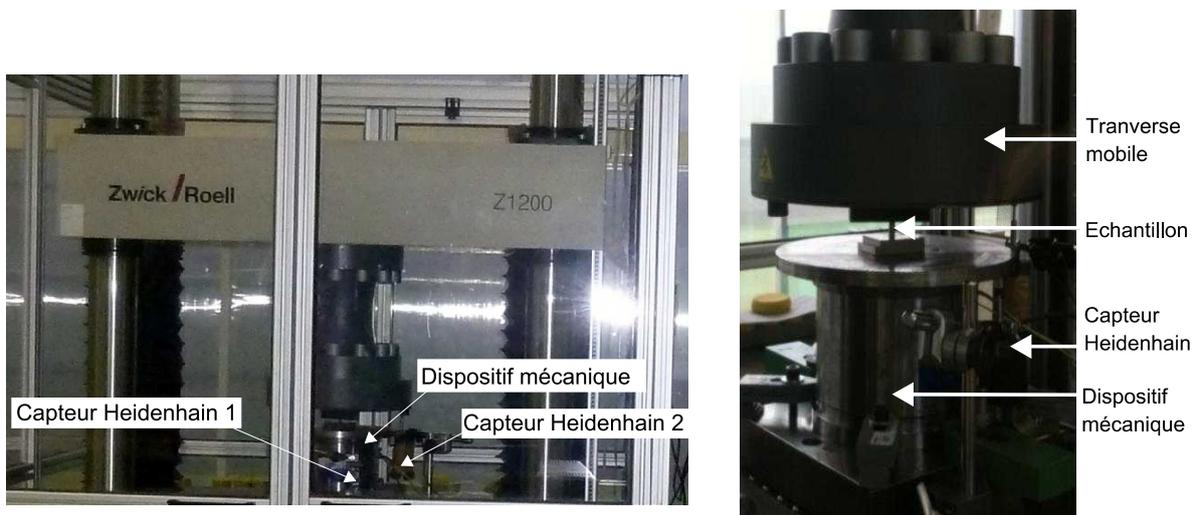


Figure 2.34: Machine d'essai Zwick/Roell pour l'essai avec aluminium

L'aluminium a été utilisé plutôt que le cuivre en raison de la disponibilité de matériau et pour la meilleure répétabilité des caractéristiques. Afin de réduire la contrainte d'écoulement du matériau, un traitement thermique a été réalisé. Il consiste un chauffage des échantillons à 550°C pendant 4 heures, suivi d'un refroidissement rapide dans l'eau froide

(trempe). Les échantillons obtenus sont utilisés immédiatement pour éviter le vieillissement qui modifie les propriétés. Les paramètres de l'échantillon cylindrique en aluminium ont été trouvés en utilisant une procédure d'identification similaire à celle du cuivre. Ils sont résumés dans le tableau 2.8.

Tableau 2.8: Paramètres de l'échantillon d'aluminium

h_0	16	[mm]
r_e	8	[mm]
σ_y	30	[MPa]
E	37	[GPa]
H	261	[MPa]
μ	0,6	-
η	89	[GPa.s]
n	0,82	-
m	0,15	-

Durant l'essai, la matrice supérieure descend à une vitesse de 1,5 mm/min tandis que la matrice inférieure est animée d'une vibration sinusoïdale. Les déplacements mesurés des deux matrices sont présentés sur la figure 2.35. Avec cette machine, la rigidité du système est nettement améliorée puisque on constate que la matrice supérieure est insensible à la vibration de la matrice inférieure.

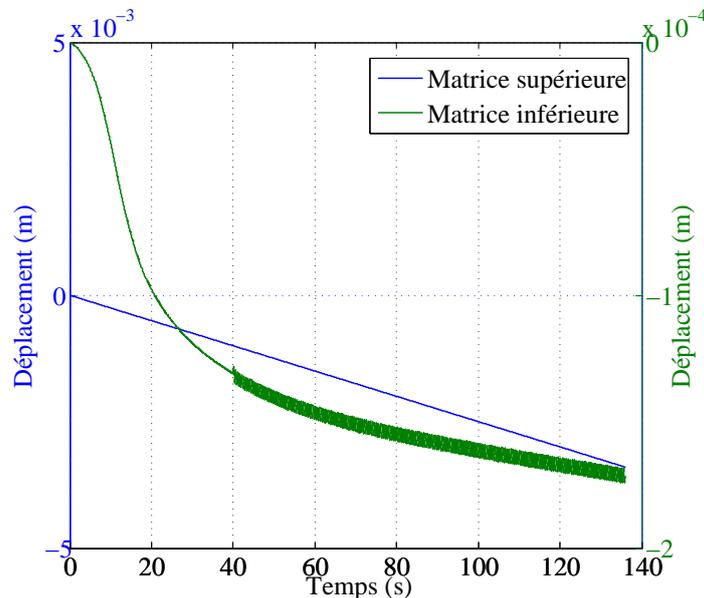


Figure 2.35: Déplacements des deux matrices obtenues pour l'échantillon d'aluminium

La tension d'alimentation de l'AP pour cet essai est une onde sinusoïdale avec l'amplitude de tension crête à crête égale à 550 V et la fréquence 2 Hz. La force mesurée est comparée avec celle simulée par le modèle REM sur la figure 2.36. Le résultat nous montre la bonne approximation trouvée pour ce test. En raison des imperfections de l'échantillon et des limites du modèle de Bingham déjà discutées dans la partie précédente, des différences

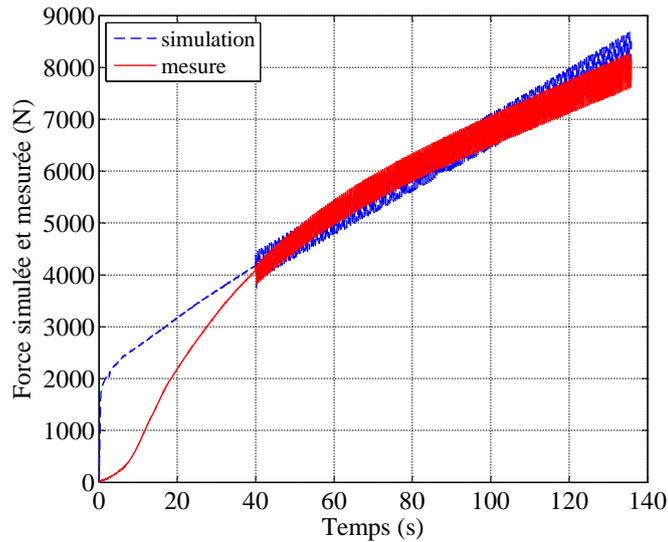


Figure 2.36: Force mesurée du forgeage par rapport à la valeur simulée dans le cas d'un échantillon d'aluminium [65]

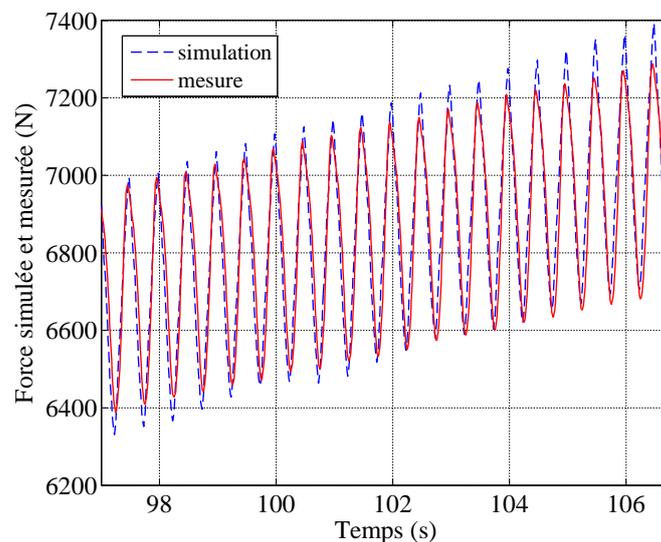


Figure 2.37: Détail de la force de forgeage mesurée par rapport à la valeur simulée

entre les deux résultats sont également trouvées dans la transition élasto-plastique et la forme de la courbe. Cependant, les variations de la force possèdent un même ordre de grandeur (environ 400 N à 550 N), ce qui peut être observé plus clairement sur la figure 2.37. Ce résultat montre une nouvelle fois la validité du modèle REM du système dans la prédiction de la réduction de force.

Dans les expériences avec cette machine d'essai, les déplacements ont encore été mesurés par les capteurs en contact avec la matrice inférieure. Un désavantage de ces capteurs est le phénomène de rebondissement du contact du capteur avec la matrice lorsqu'il y a un changement rapide, par exemple dans le cas des vibrations en créneaux. Ce phénomène peut être observé sur la figure 2.38a et plus en détail sur la figure 2.38b : le déplacement

mesuré par le capteur dans le cas de vibrations en créneaux de 5 Hz est plus élevé que l'amplitude générée réellement par l'actionneur.

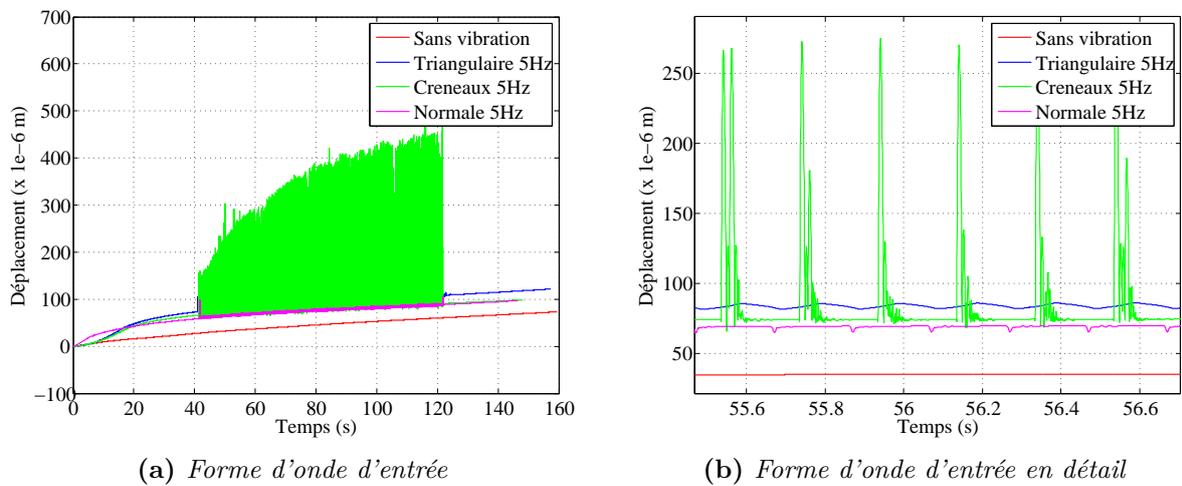


Figure 2.38: Déplacement de la matrice inférieure mesuré par un capteur de déplacement en contact avec la matrice inférieure

Cette erreur pourrait être évitée par l'utilisation d'un capteur sans contact dont la résolution et la réponse dynamique sont suffisantes pour la mesure de déplacement.

2.5 Conclusion

Dans ce chapitre, le forgeage assisté par un actionneur piézoélectrique a été simulé et étudié expérimentalement à basse fréquence. La représentation du système de forgeage par la Représentation Énergétique Macroscopique est élaborée pour estimer l'influence des vibrations sur les différents matériaux. Cette approche énergétique permet de comprendre des interactions entre les composants en mettant en évidence le flux de puissance au travers des composants du système de forgeage. De plus, le modèle quasistatique de l'actionneur piézoélectrique est aussi utilisable en basse fréquence pour le système multi-actionneurs qui sera traité dans le chapitre 4.

Avec ce modèle, la réduction de la charge du forgeage a pu être évaluée approximativement et comparée avec des résultats expérimentaux. La confrontation montre que le modèle peut simuler les caractéristiques principales du procédé, ce qui peut permettre d'étudier l'impact des différentes formes d'ondes. Il pourra être un outil utile pour étudier l'influence des paramètres de forme d'onde sur l'efficacité de vibration dans le procédé de forgeage, mais pour cela la méthode d'identification doit être rendue plus robuste et le dispositif de mesure de déplacement doit être amélioré. A l'heure actuelle, ces problèmes limitent la possibilité d'ajuster le modèle de façon satisfaisante.

Les résultats expérimentaux ont démontré que les vibrations en créneau et normale sont plus efficaces aussi bien sur des échantillons de cuivre que d'aluminium. Une réduction de force allant jusqu'à 31 % pour le forgeage de l'aluminium et 22 % pour le cuivre est obtenue avec les vibrations en forme créneau en basse fréquence (test à 5 Hz).

Néanmoins, l'ensemble des essais a indiqué que les effets sont, dans le cas de ces matériaux, plus dépendants des amplitudes et des formes d'onde que de la vitesse relative des deux matrices. Ce point n'est pas réellement contradictoire avec les résultats de travaux précédents [10] car la viscosité des matériaux choisis est négligeable. Ils semblent plutôt suggérer qu'une autre cause, probablement liée à la transition élastoplastique, est à étudier. Si tel est le cas, compte tenu de la limitation du modèle de Bingham à modéliser cette transition, il est probable que le modèle de matériau doit être amélioré. Cependant, tant que la causalité de ce modèle respecte celle imposée par la REM, cela ne remet pas en cause le reste de la modélisation du procédé.