

La percussion avec Meca3D

R. BONCOMPAIN, M. BOULATON, J. REA¹

Cet article s'intéresse à la percussion développée dans un perforateur électropneumatique, extrêmement difficile à modéliser par les équations de la dynamique.

Les auteurs montrent qu'avec l'utilisation d'un logiciel tel que Meca3D il est possible de prolonger l'emploi des modeleurs géométriques tridimensionnels par l'analyse de phénomènes complexes tels que les chocs.

MOTS-CLÉS logiciel, dynamique, lycée technologique, postbac, simulation

PRÉSENTATION DU MÉCANISME²

Le marteau perforateur PH 350 AEG permet d'effectuer des opérations de burinage (comme sur la photo ci-contre) et de perçage avec percussion ou de perçage sans percussion. Il fonctionne selon le principe de la percussion électropneumatique.

Une force de percussion élevée est assurée par un piston compresseur **6** en mouvement alternatif qui projette, grâce à un coussin d'air, un piston bélier **5** sur une enclume **22** (figure 1). Le coussin d'air permet un travail pratiquement sans à-coups et réduit considérablement la force que doit déployer l'opérateur ainsi que les vibrations qu'il doit subir.



Une opération de burinage

La sécurité d'utilisation est assurée par un accouplement de sécurité **21** qui entre en action dès que l'outil bloque et protège ainsi la machine et l'opérateur (figure 2).

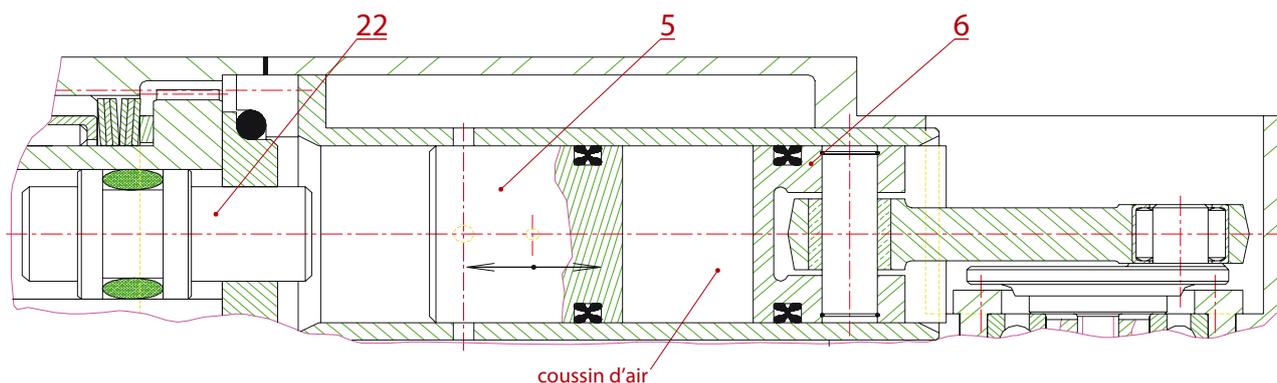


Figure 1. Les pistons et le coussin d'air ▲

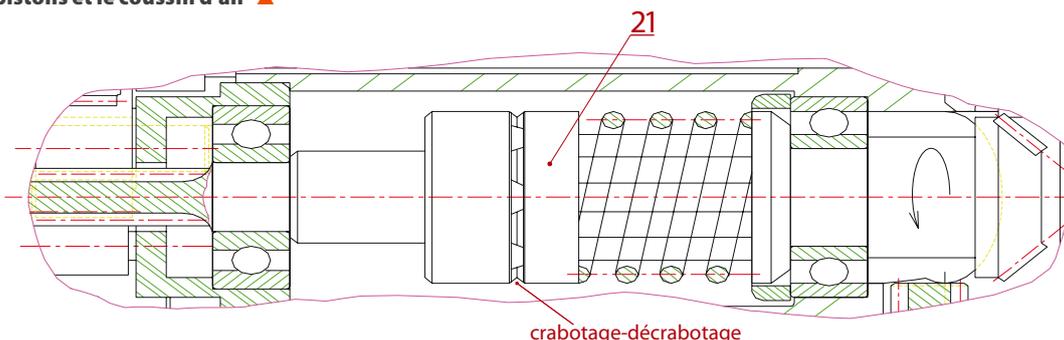


Figure 2. L'accouplement de sécurité ▲

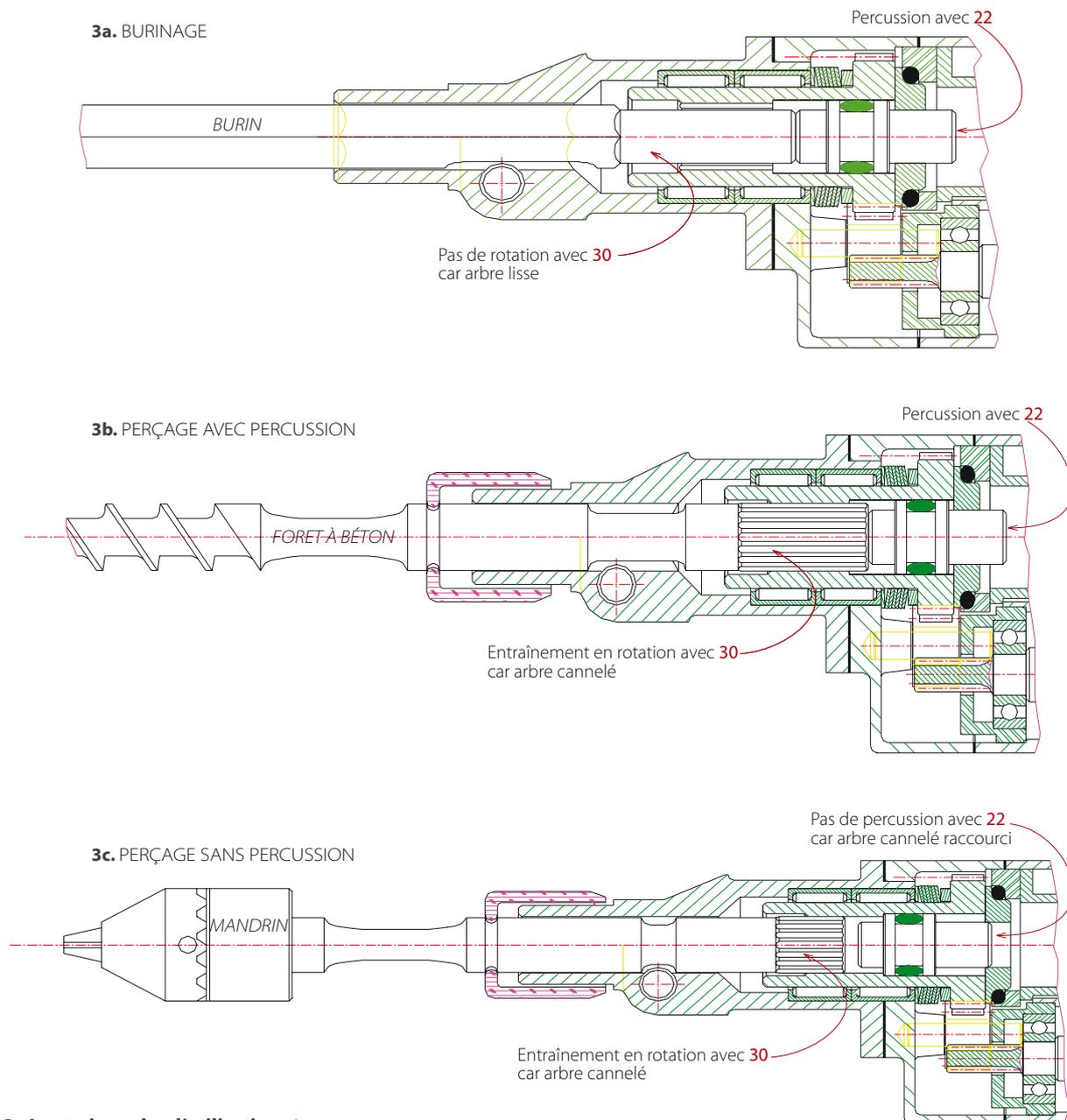


Figure 3. Les trois modes d'utilisation ▲

Trois modes sont possibles (figure 3) :

- burinage (3a) ;
- perçage avec percussion (3b) ;
- perçage sans percussion (3c).

Lors de son utilisation, en burinage notamment, on perçoit de façon assez précise que la fréquence de frappe du marteau est largement supérieure à la fréquence de rotation du moteur électrique.

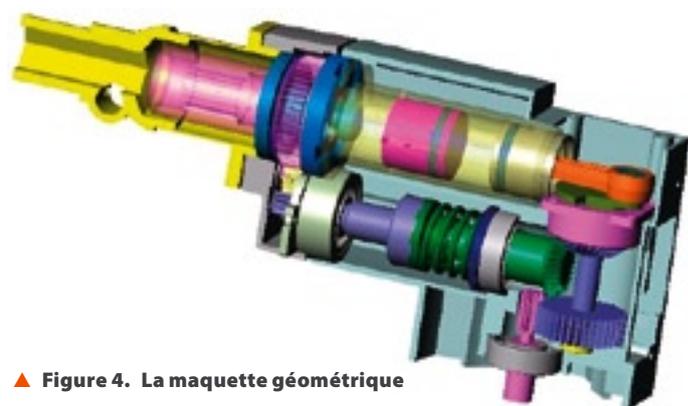
Une modélisation sous Meca3D³ s'impose pour comprendre ce fait.

LA CRÉATION DU MODÈLE MÉCANIQUE

Un certain nombre de liaisons sont des liaisons classiques que nous ne décrirons pas ici. L'accent sera mis sur les liaisons et efforts qui présentent un intérêt particulier (figure 4).

La modélisation du vérin pneumatique

Il s'agit tout d'abord de modéliser le comportement du vérin pneumatique.



▲ Figure 4. La maquette géométrique

1. (Note de la page 35). Professeurs au lycée polyvalent régional La Martinière-Monplaisir de Lyon.

2. (Note de la page 35). Cette description reprend des éléments de présentation de l'épreuve de baccalauréat professionnel « Étude et définition de produits industriels », session 2001.

3. Meca3D est distribué par la société Atemi, 136, chemin du Moulin-Carron, Norly 3, BP 81, 69132 Écully cedex. Tél. : 04 78 43 28 40 – Internet : <http://www.atemi.fr> – Courriel : atemi@atemi.fr

L'aspect physique

On s'appuie sur un modèle volontairement simple, mais suffisant pour décrire le comportement du mécanisme.

Considérons que l'air emprisonné entre piston compresseur et piston bélier pendant le processus de frappe évolue à température constante. La loi de Mariotte est alors applicable :

$$pV = c^{te}$$

p : pression

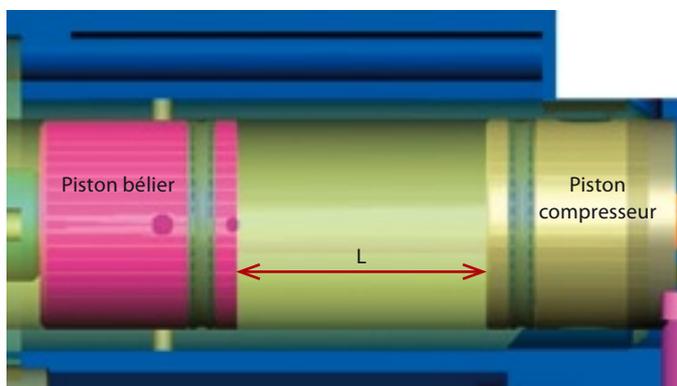
V : volume du coussin d'air

$V = SL$, S étant la section des pistons et L la distance entre ceux-ci, donc $pSL = c^{te}$. Si $F = pS$ est la force exercée sur les pistons, il vient : $FL = F_0L_0$ et $F = \frac{F_0L_0}{L}$,

l'indice 0 repérant l'instant initial.

Le piston possède un diamètre de 30 mm.

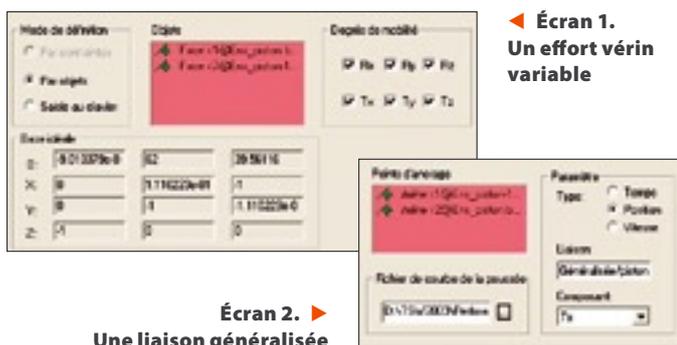
Sur la figure 5, on voit que, lors de la percussion, le piston bélier découvre les trous de mise à l'air libre du coussin d'air. L'air se régénère en partie à chaque frappe et se refroidit donc. Cela légitime la loi d'évolution choisie.



▲ Figure 5. La maquette géométrique

Dans Meca3D

Cet effort est de type « vérin variable » (écran 1). Les valeurs de la composante de l'effort sont précisées par une courbe (figure 6). Le paramètre en abscisse de la courbe est la distance entre les faces des pistons bélier et compresseur.



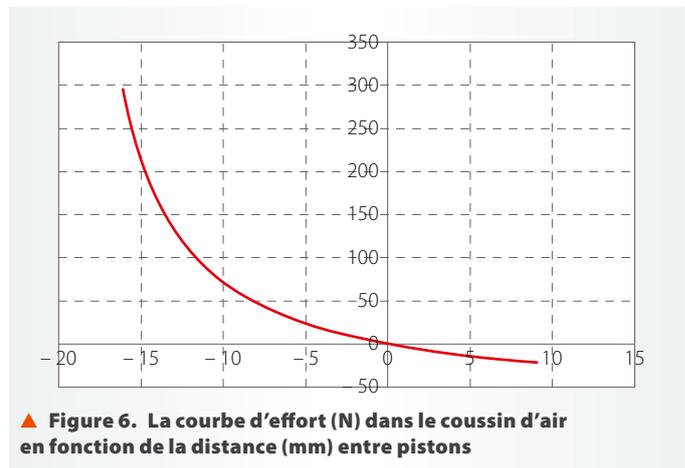
Dans ce logiciel, un tel type d'effort est associé à une liaison comportant un degré de liberté linéaire. Ainsi, on peut associer cet effort à une « liaison généralisée » construite entre les deux pistons (écran 2). Dans cette liaison, on peut gouverner les degrés de mobilité ; ici, il y en a six. Elle présente donc l'avantage de ne pas influencer sur le degré d'hyperstaticité du mécanisme.

L'équation de la courbe d'effort est :

$$F = -p_{atm}S \frac{x}{x+d}$$

$$p_{atm}S = 71 \text{ N}$$

$$d = 20 \text{ mm (distance de départ entre les deux pistons)}$$



La modélisation du contact enclume - piston bélier

La liaison entre le piston bélier et l'enclume est une liaison ponctuelle non permanente. Le piston bélier vient en contact avec l'enclume et produit un choc ou percussion.

L'aspect physique

On rappelle qu'une percussion est relative à une discontinuité du principe fondamental de la dynamique.

Le piston bélier est en translation par rapport à un repère galiléen lié au bâti. Soit t_0 l'instant de la percussion, on peut écrire :

$$m\vec{V}^+(G/Rg) - m\vec{V}^-(G/Rg) = \vec{P}(t_0)$$

$m\vec{V}^+(G/Rg)$: quantité de mouvement après le choc

$m\vec{V}^-(G/Rg)$: quantité de mouvement avant le choc

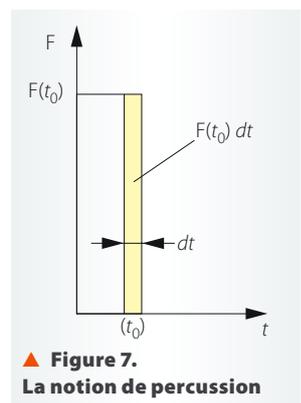
$\vec{P}(t_0)$: vecteur percussion à l'instant t_0

L'unité de percussion est donc le newton-seconde (N.s).

La norme $P(t_0)$ du vecteur percussion, représentée par l'aire du graphe de la figure 7, peut s'écrire :

$$P(t_0) = F(t_0) dt.$$

Ce qui permet de revenir à la notion d'effort $F(t_0)$, à condition de connaître la durée dt du choc. Or cette valeur n'est pas atteignable si l'on se situe en mécanique des solides rigides. Seule une étude élasto-visco-dynamique du contact peut permettre d'appréhender cette valeur. En effet, la durée du choc est *a priori* fonction de l'élasticité et de la viscosité des matériaux en contact. Pour plus de précisions, un rappel de la théorie des chocs est donné en annexe.



Dans Meca3D

La liaison non permanente entre le piston bélier et l'enclume est gérée ici comme une liaison came dans laquelle la rupture de contact est possible. Deux paramètres doivent être définis (écran 3) : le coefficient de restitution et la vitesse de rebond limite.

- Le coefficient de restitution rend compte de l'élasticité des pièces en présence au moment du choc. Il varie entre 0 (choc mou) et 1 (choc dur). On a choisi ici 0,8.

- La vitesse de rebond limite est la vitesse entre solides en deçà de laquelle le contact sera considéré comme permanent. On a considéré ici 0,005 m/s. Si une telle limite n'est pas définie, le nombre de rebonds peut tendre vers l'infini.

Quelques notions de théorie des chocs

Description générale du phénomène « choc »

Le phénomène « choc » peut être défini comme la rencontre brutale de deux corps (figure 1).

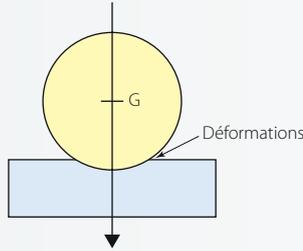


Figure 1. Un choc entre deux corps

Dans le cas de solides réels, ce contact de très courte durée s'accompagne de déformations plus ou moins élastiques selon les cas et de brusques variations des vitesses (figure 2). Les accélérations et les efforts mis en jeu se révèlent alors très importants.

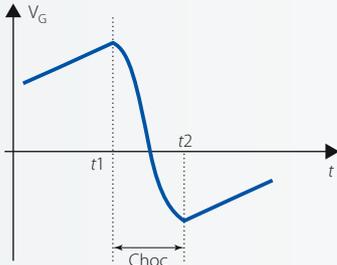


Figure 2. L'évolution de la vitesse dans le cas d'un choc réel

Le choc dans le cas de 2 solides

En mécanique des solides, les objets étant considérés comme indéformables, la durée du choc est théoriquement nulle. Les vitesses (figure 3) présentent ainsi une discontinuité (ou saut). Les accélérations et donc les efforts ne sont pas définis au moment du choc.

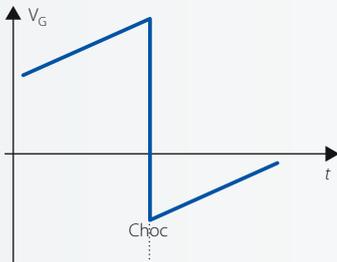


Figure 3. L'évolution de la vitesse dans le cas d'un choc entre deux solides

En fait, on peut considérer l'état du système juste avant et juste après le choc. Les vitesses, accélérations et efforts auront alors subi une variation finie.

Pour caractériser l'aspect effort de contact au moment du choc, on définit la **percussion** \vec{P} comme la limite de l'impulsion $\vec{I} = \int_{t_1}^{t_2} \vec{F} dt$ lorsque t_2 tend vers t_1 , soit: $\vec{P} = \lim_{t_2 \rightarrow t_1} \int_{t_1}^{t_2} \vec{F} dt$.

La percussion s'exprime en newton-secondes (N · s).

Mise en équation

Théorèmes généraux pour les chocs

La mise en équation consiste à déterminer l'état des vitesses après le choc connaissant l'état des vitesses avant le choc, les positions étant inchangées. Les accélérations ne sont pas définies pendant le choc, et les théorèmes généraux ne peuvent pas être appliqués sous leur forme classique.

Plaçons-nous dans le cas simple d'un solide 2 lancé contre un solide 1 supposé fixe par rapport à un repère galiléen (figure 4).

Le théorème de la résultante dynamique s'écrit dans le cas général:

$$m\vec{\Gamma}(G, 2/1) = \vec{R}(\vec{2} \rightarrow \vec{2}).$$

Dans la phase de choc, en posant

$$\lim_{t_2 \rightarrow t_1} \int_{t_1}^{t_2} m\vec{\Gamma}(G, 2/1) dt = \lim_{t_2 \rightarrow t_1} \int_{t_1}^{t_2} \vec{R}(\vec{2} \rightarrow \vec{2}) dt,$$

on montre que ce théorème devient

$$m(\vec{V}_2(G, 2/1) - \vec{V}_1(G, 2/1)) = \vec{P}(\vec{2} \rightarrow \vec{2}). \quad (1)$$

$\vec{V}_1(G, 2/1)$ et $\vec{V}_2(G, 2/1)$ représentent la vitesse galiléenne du centre d'inertie

de 2 avant et après le choc, et $\vec{P}(\vec{2} \rightarrow \vec{2})$ la résultante des percussions extérieures agissant sur 2.

De même, à partir du théorème du moment dynamique

$$\vec{\delta}(G, 2/1) = \vec{M}(G, \vec{2} \rightarrow \vec{2}),$$

on obtient

$$\vec{\sigma}_2(G, 2/1) - \vec{\sigma}_1(G, 2/1) = \vec{M}p(G, \vec{2} \rightarrow \vec{2}). \quad (2)$$

$\vec{\sigma}_1(G, 2/1)$ et $\vec{\sigma}_2(G, 2/1)$ représentent le moment cinétique galiléen avant et après le choc, et $\vec{M}p(G, \vec{2} \rightarrow \vec{2})$ le moment des percussions extérieures agissant sur 2.

Remarque: Les percussions sont des grandeurs finies; en revanche, les efforts qui les engendrent (essentiellement les actions de contact avec d'autres pièces) sont infiniment grands. Ainsi, les efforts finis agissant sur le solide (tels que les actions de la pesanteur, de moteurs, de ressorts...) donnent des percussions négligeables, et ne sont donc pas pris en compte dans les calculs.

Coefficient de restitution

Le mouvement de 2 est décrit à l'aide de 6 paramètres de position (3 angles et 3 coordonnées).

Au moment du choc apparaît une liaison ponctuelle supposée sans frottement et donc une percussion normale au contact $\vec{P}(1 \rightarrow 2)$ en I.

L'application des théorèmes généraux au solide 2 nous permet d'écrire:

$$m(\vec{V}_2(G, 2/1) - \vec{V}_1(G, 2/1)) = \vec{P}(1 \rightarrow 2); \quad (1')$$

$$\vec{I}(G, 2)\vec{\Omega}_2(2/1) - \vec{I}(G, 2)\vec{\Omega}_1(2/1) = \vec{GI} \wedge \vec{P}(1 \rightarrow 2). \quad (2')$$

$\vec{I}(G, 2)$ est la matrice d'inertie du solide 2. $\vec{\Omega}_1(2/1)$ et $\vec{\Omega}_2(2/1)$ désignent le vecteur rotation de 2 par rapport à 1 avant et après le choc.

En projetant les relations (1') et (2'), on obtient un système de 6 équations algébriques à 7 inconnues:

- les 6 composantes de $\vec{V}_2(G, 2/1)$ et de $\vec{\Omega}_2(2/1)$;
- la composante normale de la percussion.

Pour lever l'indétermination du système, on introduit alors une relation supplémentaire qui caractérise le rebond au niveau du point d'impact et qui permet de comparer les vitesses normales avant et après le choc en ce point:

$$\vec{V}_2(I, 2/1) \cdot \vec{n}(I) = -\epsilon \vec{V}_1(I, 2/1) \cdot \vec{n}(I). \quad (3)$$

$\vec{V}_1(I, 2/1)$ et $\vec{V}_2(I, 2/1)$ représentent la vitesse du point de contact I de 2 par rapport à 1 avant et après le choc, et $\vec{n}(I)$ la normale en I au contact.

Le coefficient ϵ est appelé **coefficient de restitution**. Sa valeur, comprise entre 0 et 1, est déterminée expérimentalement:

- pour $\epsilon = 1$, le choc est parfaitement élastique;
- pour $\epsilon = 0$, le choc est totalement mou ou inélastique.

Pour évaluer le coefficient de restitution, on peut par exemple lâcher une bille sans vitesse initiale d'une hauteur h sur un plan horizontal et mesurer la hauteur de rebond h' . On montre aisément que

$$\epsilon = \sqrt{\frac{h'}{h}}.$$

Quelques valeurs du coefficient de restitution:

- bois sur bois: 0,5
- acier sur acier: 5/9
- verre sur verre: 15/16

Remarque: Dans le cas d'un choc réel ($0 < \epsilon < 1$), le choc s'accompagne d'une perte d'énergie cinétique et donc d'un échauffement des pièces entrant en collision.

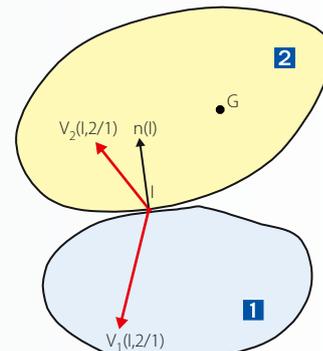
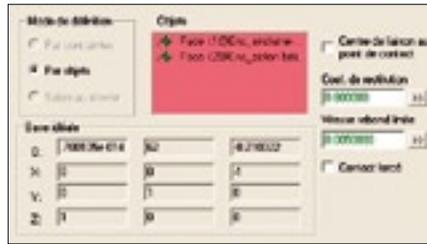
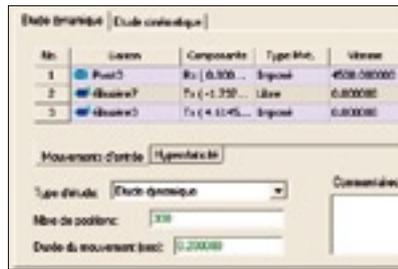


Figure 4. La restitution au niveau du contact

Écran 3. ►
Une liaison ponctuelle avec rupture de contact et choc



Écran 4. ►
L'analyse du mécanisme



Écran 5. ►
Les paramètres de calcul

L'ANALYSE DU MODÈLE

L'analyse logicielle produit les résultats donnés sur l'écran 4.
 Les paramètres de calcul peuvent être choisis de la façon suivante (écran 5) :

- La vitesse de rotation est de 4 500 tr/min pour le moteur électrique (pivot3).
- La vitesse de translation est imposée nulle entre enclume et bâti : quel que soit le temps, l'enclume est figée par rapport au bâti (glissière3).
- La vitesse de translation n'est pas fixée entre piston bélier et cylindre (glissière7). Le degré de liberté associé est laissé libre ; la vitesse initiale est considérée nulle.

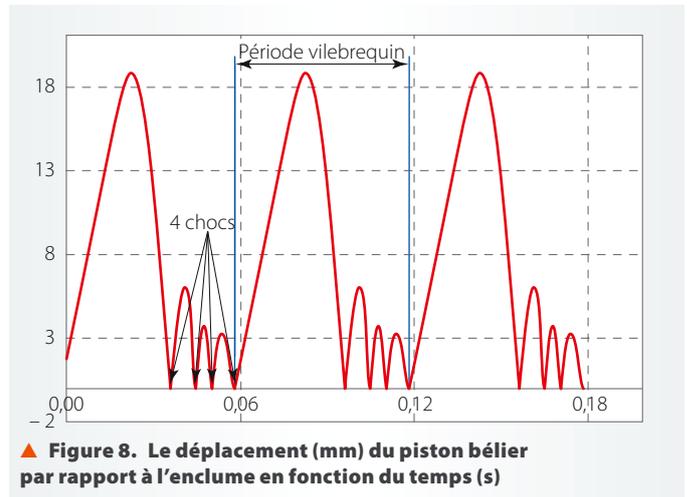
Ce dernier mouvement est l'inconnue cinématique principale du problème à résoudre. Il sera fonction principalement :

- de l'effort vérin variable imposé ;
 - du type de choc entre piston bélier et enclume ;
 - des caractéristiques cinétiques du piston bélier.
- Les conditions initiales influent aussi sur le résultat.
 Les deux mouvements imposés nécessitent de construire :
- deux efforts inconnus :
 - effort **résultante inconnue** et fixe sur l'enclume,
 - effort **couple moteur inconnu** sur l'arbre d'entrée (moteur électrique) ;
 - deux efforts connus :
 - effort **couple constant** et fixe (1,2 Nm) sur le pignon d'entraînement en rotation de l'outil (couple de perçage),
 - effort **vérin variable** entre les deux pistons fonction de la distance entre les deux pistons.

LES RÉSULTATS OBTENUS

Une simulation, dont il est difficile de rendre compte ici, montre assez bien le phénomène de frappe ; on se contentera des courbes pour le décrire.

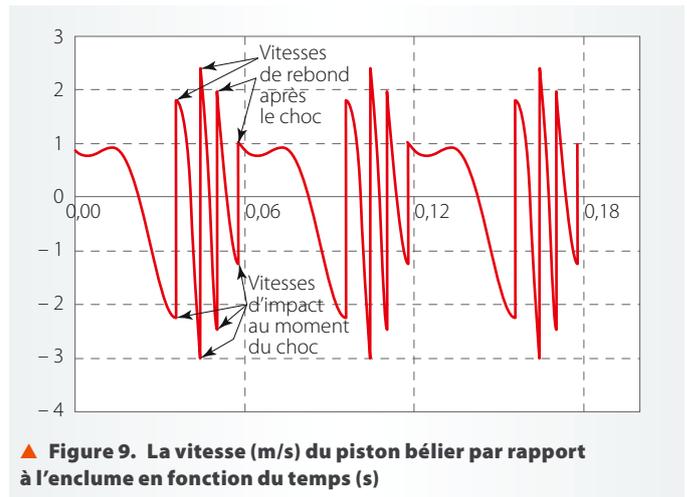
La figure 8 montre que le déplacement du piston bélier par rapport à l'enclume est périodique. La période de rotation du vilebrequin est de 0,06 s. En effet, la vitesse de rotation du



▲ Figure 8. Le déplacement (mm) du piston bélier par rapport à l'enclume en fonction du temps (s)

moteur électrique est imposée à 4 500 tr/min. La vitesse de rotation du vilebrequin est de 1 000 tr/min car la réduction est de 8/36.

On pourrait s'attendre à ce que la fréquence de frappe soit égale à celle de rotation du vilebrequin. Il n'en est pas ainsi. Pendant cette période, le piston bélier frappe quatre fois sur l'enclume. La fréquence de frappe est donc quatre fois la fréquence de rotation du vilebrequin.



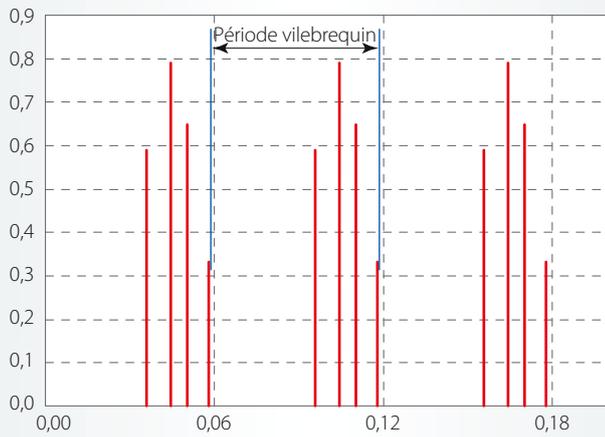
▲ Figure 9. La vitesse (m/s) du piston bélier par rapport à l'enclume en fonction du temps (s)

La figure 9 illustre la vitesse de déplacement du piston bélier par rapport à l'enclume. Le tableau ci-dessous répertorie les vitesses avant et après les différents chocs. En valeur absolue, on retrouve bien le rapport 0,8 qui correspond au coefficient de restitution (écran 3).

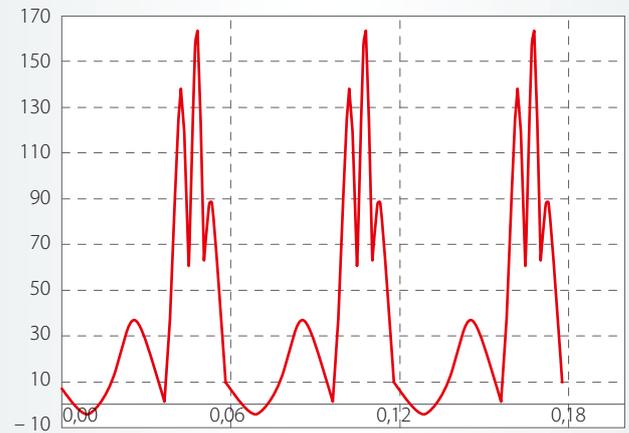
Tableau des vitesses relatives au choc

Choc	Vitesse d'impact	Vitesse de rebond
Choc 1	- 2,3 m/s	1,8 m/s
Choc 2	- 3 m/s	2,4 m/s
Choc 3	- 2,5 m/s	2 m/s
Choc 4	- 1,3 m/s	1,0 m/s

Sur la figure 10 on a représenté, en fonction du temps, l'intensité des percussions qui se produisent au contact entre piston bélier et enclume. Cette représentation est spécifique au phénomène de choc. En effet, la consultation de l'effort dans la liaison ponctuelle entre piston bélier et enclume donne un graphe plat



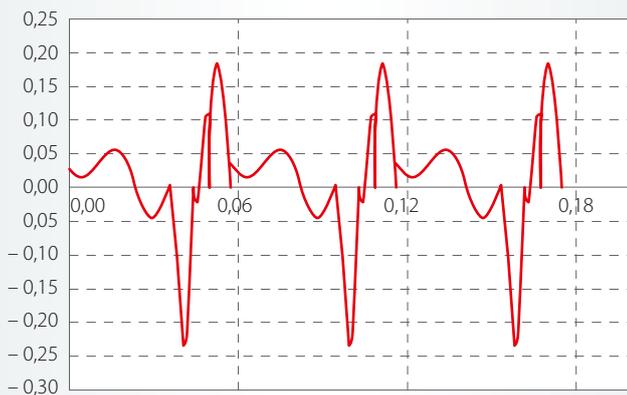
▲ **Figure 10. Les percussions (N-s) entre piston bélier et enclume en fonction du temps (s)**



▲ **Figure 11. L'effort de l'air (N) sur le piston bélier en fonction du temps (s)**

quel que soit le temps. Il n'y a pas d'effort continu entre piston bélier et enclume.

La figure 11 représente l'intensité de l'effort dans le coussin d'air en fonction du temps. Cet effort admet la même périodicité que les effets précédemment décrits. Son maximum peut atteindre 165 N lors de la troisième frappe.



▲ **Figure 12. Le couple moteur (N-m) en fonction du temps (s)**

La figure 12 montre que les brutales variations d'effort se propagent jusqu'au moteur dans la chaîne cinématique. Ainsi, le fait d'imposer une vitesse de rotation constante du moteur électrique entraîne que le couple moteur varie rapidement et change de signe périodiquement.

CONCLUSION

L'étude du perforateur démontre, compte tenu de la haute fréquence des phénomènes modélisés, la puissance de simulation de Meca3D ainsi que la qualité du solveur.

On étudie ici un phénomène qui comporte des prises et des ruptures dynamiques de contacts accompagnées de chocs. Un tel phénomène est extrêmement difficile à modéliser par les équations de la dynamique. En effet, il intervient des phases de continuité et de discontinuité de mouvement. Il faut donc traiter des phénomènes continus et discontinus. C'est loin d'être à la portée du mécanicien non spécialiste.

Il est mis en évidence que la fréquence de frappe est supérieure à celle de rotation du vilebrequin, ce qui reste toutefois difficile à justifier de façon précise. Seule une étude systématique des paramètres influant sur le choc (masse du piston, loi de pression du coussin d'air, coefficient de restitution des matériaux...) pourrait lever le voile.

En définitive, la plage d'étude couverte par un logiciel de ce type est extrêmement vaste : il permet de modéliser aussi bien des fonctionnements cinématiques de base que des phénomènes dynamiques avec chocs. Pourtant, l'interface de travail reste simple et en phase avec les concepts développés dans le cours de mécanique.

Meca3D a sa place à tous les niveaux de formation. Il accompagne et prolonge l'emploi des modélisateurs géométriques tridimensionnels. Il autorise la prévision de comportement de mécanismes et de phénomènes complexes, notamment dans le domaine dynamique, où la résolution analytique est impossible. ■