Analyse structomatique, cinématique, cinétostatique et dynamique du mécanisme du concasseur à mâchoires

Marin Éné, dr.ing.,
Département des Sciences appliquées,
Université du Québec en Abitibi Témiscamingue
marin.ene@uqat.ca

Résumé

Dans cet article on va s'occuper du mécanisme des concasseurs à mâchoire. Deux questions vont être étudiées :

- l'efficacité énergétique du fonctionnement des mécanismes classiques (chaînes cinématiques à éléments rigides et l'utilisation du volant comme accumulateur mécanique d'énergie);
- la possibilité de modifier le schéma cinématique en modifiant la transmission mécanique par une transmission élastique.

Après l'analyse structomatique, cinématique, cinétostatique et dynamique de quelques mécanismes usuels, on va introduire dans le circuit un moteur résonant pour l'entraînement du concasseur.

Mots clé : concasseur à mâchoire, mécanisme résonant.

1. Introduction

On appelle concassage [13, 14, 15] le processus de réduction des matériaux solides en morceaux plus petits. Les machines qui effectuent le concassage se divisent d'après les principes de fonctionnement et les caractéristiques constructives dans les groupes principaux suivants :

- pour le concassage brut :
 - concasseurs à mâchoires,
 - concasseurs à cône,
- pour le concassage moyen :
 - concasseurs à rouleaux,
- pour le concassage fin :
 - concasseurs à marteaux et moulins.

Dans cet article on va s'occuper des concasseurs à mâchoire. On distingue deux critères de classification des concasseurs à mâchoires [10, 13,] :

- fonction de la nature du mouvement des mâchoires mobiles :
 - concasseurs à oscillation simple de la mâchoire mobile. Les trajectoires des divers points de la mâchoire sont des cercles. D'habitude il s'agit

des concasseurs connus sous le nom de « double toggle ».

- concasseurs à oscillation complexe de la mâchoire. Les trajectoires des divers points de la mâchoire sont des courbes de bielle qui se rapprochent des cercles vers le haut et des ellipses vers le bas, de la sorte que le matériel concassé est poussé vers la partie d'évacuation. Les plus connus on les appelle aussi « single toggle ».

- fonction de la position de l'axe de suspension de la mâchoire mobile :

- concasseurs avec l'axe de suspension dans la partie supérieure. Pour ces concasseurs la largeur de la partie d'évacuation du matériel varie entre un maximum et un minimum donc le matériel est non homogène du point de vue de la granulation.

- concasseurs avec l'axe de suspension dans la partie inférieure. Élimine le désavantage rencontré plus haut parce que l'ouverture de sortie est presque constante. Ce genre de concasseur est utilisé pour le deuxième concassage.

2. L'analyse du mécanisme du concasseur à mâchoire

Considérons le concasseur à mâchoire double toggle représenté figure 1 dont les dimensions géométriques sont données tableau 1.

Figure 1. Concasseur à mâchoire double toggle

Tableau 1 Dimensions

	mm		mm
XA	0	BD1	888
YA	0	BD2	888
XE	648	D2D1	192
YE	-792	D2G	288
XH	-384	ED1	264
YH	-72	HG	768
AB	48		

L'analyse structomatique nous donne le schéma bloc et la relation multipolaire figure 2.

Pour l'analyse cinématique et cinétostatique, au motoélément on associe une routine de cinématique (pour la cinétostatique les équations sont explicites) et aux deux dyades RRR en série on associe une routine de calcul pour l'analyse cinématique et une autre pour l'analyse cinétostatique. Ces routines, appelées avec les paramètres actualisés, donne un programme principal qui peut être recyclé pour l'analyse dynamique. Pour les mécanismes du concasseur single toggle le programme est plus simple car d'habitude il y a un seul module (une dyade RRR).

$$Z(0) + ME(1) + D(2,3) + D(4,5)$$

Figure 2. Le schéma et l'équation multipolaire du concasseur

Pour ce qui est de la circulation de l'énergie, le réseau mécanique n'est pas décomposable dans ce sens qu'on ne peut pas mettre en évidence des modules énergétiques. La transmission de l'énergie suit un chemin plus compliqué et jusqu'à date seule l'approche globale a été employée. Cependant, l'approche modulaire reste un outil de plus grand intérêt puisque dans les équations de mouvement on utilise non pas les vitesses réelles mais des fonctions de transmission des

vitesses qui en fait sont des expressions qui dépendent uniquement de position.

L'équation matricielle de mouvement d'un robot parallèle plan est [8, 9, 7] :

$$\ddot{q} = \left(\sum_{k=1}^m V_k^T M_k V_k \right)^{-1} \left(\sum_{k=1}^m V_k^T U_k - \sum_{k=1}^m V_k^T M_k A_k D(\dot{q}) \dot{q} \right) = \Psi(t, q, \dot{q})$$

Dans cette équation :

- M_k est la matrice d'inertie;
- $U_k = U_k(t, q, \dot{q})$ est la matrice des forces appliquées sur l'élément k ;
- $D(\dot{q})$ est une matrice $M^2 \times M^2$ dont la diagonale contient M fois la matrice $\dot{q}$ (M le degré de mobilité);
- V_k et A_k sont les matrices fonctions de transmission des vitesses et des accélérations qui pour les mécanismes plans sont liées aux positions ($P_k = [x_k \ y_k \ \varphi_k]^T$), vitesses (v_k) et accélérations (a_k), par les expressions [9, 4] :

$$v_k = [v_{kx} \ v_{ky} \ \varphi_k]^T = \frac{dP_k}{dt} = V_k \dot{q} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_k}{\partial q_1} & \frac{\partial x_k}{\partial q_2} & \frac{\partial x_k}{\partial q_3} \\ \frac{\partial y_k}{\partial q_1} & \frac{\partial y_k}{\partial q_2} & \frac{\partial y_k}{\partial q_3} \\ \frac{\partial \varphi_k}{\partial q_1} & \frac{\partial \varphi_k}{\partial q_2} & \frac{\partial \varphi_k}{\partial q_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial P_k}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial P_k}{\partial q_M} \end{bmatrix} \dot{q}$$

$$a_k = \frac{d}{dt}(V_k \dot{q}) = \frac{dV_k}{dt} \dot{q} + V_k \ddot{q} = A_k D(\dot{q}) \dot{q} + V_k \ddot{q}$$

Pour le calcul des éléments des matrices A_k , V_k il faut effectuer l'analyse cinématique du mécanisme pour des valeurs arbitraires des vitesses et des accélérations généralisées. Plus précisément, on a $3M$ inconnues dans la matrice de transmission de vitesses et $3M(M + 1)/2$ inconnues dans la matrice de transmission d'accélérations donc il faut écrire l'équation matricielle de vitesse M fois et l'équation matricielle d'accélération $M(M + 1)/2$ fois et par identification obtenir la solution.

L'algorithme comprend donc les pas suivants :

- l'analyse structomatique du mécanisme;
- l'analyse cinématique pour une suite de valeurs des vitesses et des accélérations généralisées arbitraires (analyse cinématique virtuelle);
- au besoin, l'analyse cinétostatique.

3. L'analyse dynamique

Les mécanismes unimobiles utilisés dans la construction des concasseurs à mâchoires ont un désavantage majeur : la quantité d'énergie nécessaire pour un cycle dynamique doit être emmagasinée dans le volant et s'il arrive que le processus a besoin de plus d'énergie que le travail nécessaire pour vaincre les résistances, alors la machine s'arrête avec tous les inconvénients que ça peut occasionner.

Il serait intéressant d'imaginer un dispositif qui puisse :

- emmagasiner une quantité d'énergie,
- libérer cette énergie au besoin,
- être élastique dans ce sens que l'énergie non utilisée dans un cycle s'ajoute au cycle suivant jusqu'à ce que la résistance soit vaincue et la machine soit protégée contre la destruction.

Pour ce faire on va augmenter le degré de mobilité du mécanisme en lui ajoutant un motoélément résonant, figure 4.

Figure 3. Concasseur à mâchoire à deux degrés de mobilité

Ceci nous amène au schéma structomatique représenté figure 4. On peut traiter les motoéléments

$$Z(0)+[ME(1)+ME(4)]+D(2,3)+D(6,5)$$

Figure 4 Représentation multipolaire du concasseur à deux degrés de mobilité

Le motoélément résonant est constitué des parties suivantes (figure 5) :

- une masse M qui se trouve entre les ressorts R1 et R2 et qui oscille sous l'influence d'une pression alternative p,
- un accumulateur K,
- une source de vibrations alternatives en S,
- un fluide sous pression p et à un débit alternatif q.

Figure 5 – Motoélément résonant

L'équation différentielle de mouvement du fluide [11, 5] est :

$$p = M \frac{dq}{dt} + \frac{1}{K} \int q \cdot dt$$

où q est le débit dans la ligne de transmission et avec $p = P \sin(\omega t + \phi)$, $\phi = \omega t$ et à la résonance ($MK\omega^2 = 1$) la solution est [3, 5, 11] :

$$q = MK\omega/2 \cdot [\sin\phi \sin\phi + \phi \sin(\phi + \phi)]$$

L'énergie moyenne emmagasinée dans le système est [5] $U_{\text{moy}} = P^2 K \phi^2 / 8 = K P^2 t^2 / 8 = P^2 t^2 / (8M)$

La conclusion est que l'énergie accumulée dans un résonateur s'accroît avec le carré du temps donc le résonateur est un accumulateur très efficace. On voit donc, que le résonateur est le dispositif idéal pour être inséré dans le circuit mécanique d'un concasseur puisqu'il correspond aux conditions imposées

4. Conclusions

Les concasseurs actuellement sur le marché [1, 2, 6] sont des machines pesantes à cause des forces qu'ils développent et à cause du volant. Le volant en mouvement de rotation est un accumulateur non efficace d'énergie cinétique donc le remplacer avec un autre montage a comme conséquence la réduction de la taille de la machine, chose très importante, surtout pour les concasseurs mobiles. De plus, le volant est un dispositif non élastique dans chaîne de la transmission de mouvement.

Le remplacement du volant avec un motoélément en vibration longitudinale alimenté avec des ondes de pression harmoniques conduit à la réalisation d'un

circuit mécanique résonant. En variant la fréquence de l'excitation, la masse et la capacité de l'accumulateur on peut obtenir des caractéristiques adaptées aux diverses dimensions de machines et aux diverses conditions de travail. Les masses en vibration peut être fait du lest (eau, concassé, etc.) et la capacité peut à la rigueur être constituée d'un conteneur rempli d'eau. Dans ces conditions, la masse totale de la machine en état de transport est réduite.

De plus, puisqu'il n'y a pas le danger de calage du moteur d'actionnement (que se soit électrique ou thermique) la taille du moteur peut être réduite. Le dispositif n'a pas besoin d'un couple de démarrage élevé ce qui permet encore la réduction de la puissance installée.

5. Remerciements

L'article a été subventionné par le fonds institutionnel de recherche (FIR), de l'Université du Québec en Abitibi Témiscamingue.

6. Bibliographie

- [1] * * * - Pennsylvania Crusher. Handbook of Crushing, 2000.
- [2] * * * - Rock Excavation Handbook for civil engineering, Sandvik, Tamrock, Matti Heiniö, editor, 1999.
- [3] Balachandran B., Magrab E. B. – Vibrations, Thomson Brooks/Cole, 2004.
- [4] Ene M., Grecu E. – Kinematics Modules for the Dynamic Simulation of the Parallel Robots, Mecatronics '01 Besançon, oct. 9-11, 2001, pp. 119-122.
- [5] Gogu C. – Theory of Sonics, London, 1918.
- [6] Hartman H.L. (éditeur) – SME Mining Engineering Handbook, Society of Mining Engineers, New York, 1992.
- [7] Lur'e L. – Mécanique analytique, Masson, Paris 1968.
- [8] Pelecudi C., Dranga M. – Dynamics of Machines, (in romanian), Polytechnic Institut Bucharest, 1980.
- [9] Pelecudi C., Simionescu I., Ene M. – The Dynamics of Bimobile Robots, The Bulletin of the Polytechnic Institute of Bucharest, tome XLII, no 4, pp. 74-77, 1981.
- [10] Popescu P., Donciu Th., Popescu M., Stoicescu E. – Machines de construction, Editura tehnica, Bucarest 1966 (en roumain).
- [11] Rao s. S. S. – Mechanical Vibrations, Addison-Wesley, 1995.
- [12] Shigley J.E., Mischke C.R. – Mechanisms, A Mechanical Designers' Workbook, McGraw-Hill, 1990.
- [13] Tarjan G. – Mineral Processing, Akadémiai Kiado, Budapest, 1981.
- [14] Weiss N.L. (éditeur) – SME Mineral Processing Handbook, Society of Mining Engineers, New York, 1985.
- [15] Wills B.A. – Mineral Processing Technology, Pergamon Press, Oxford, 6th Edition, 1992.