

УДК 662.233.3

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ВИКОНАВЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ВИЇМКИ ВУГІЛЛЯ ВИБУРЮВАННЯМ В ТОНКИХ ПЛАСТАХ

Д.О. Довгаль

кандидат технічних наук, доцент кафедри конструювання, технічної естетики і дизайну, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна, e-mail: dovhal.d.o@nmu.one

Анотація. У роботі наведено математичну модель динамічних характеристик виконавчих органів буро-шнекових установок з використанням теорії динамічного гвинта. Запропонована модель є основою для розробки вдосконаленої методики розрахунку бурових органів, що дозволяє досягти зниження динамічної навантаженості корпусу та забезпечити стійку просторову орієнтацію у заданому напрямку.

Ключові слова: виїмка вугілля, буро-шнекова установка, виконавчий орган, буровий орган, динамічний гвинт

THEORETICAL FOUNDATIONS FOR OPTIMIZING THE EXECUTIVE BODIES PARAMETERS FOR COAL EXTRACTION BY BRUSHING IN THIN SEAM

Denys Dovhal

Ph.D., associate professor, Engineering and Generative Design Department, Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine, e-mail: dovhal.d.o@nmu.one

Abstract. The paper presents a mathematical model of the dynamic characteristics of the executive bodies of auger installations using the theory of a dynamic screw. The proposed model is the basis for the development of an improved method of calculating drilling bodies, which allows to achieve a reduction in the dynamic load of the hull and ensure a stable spatial orientation in a given direction.

Keywords: coal mining, auger installation, executive body, drilling body, dynamic screw

Вступ. В Україні розвідані запаси вугілля в надтонких і тонких пластах становлять не менше 5,8 млрд.т., що є дуже суттєвим енергетичним ресурсом. Збитковість більшості шахт України обумовлена тим, що виїмка вугілля з тонких пластів здійснюється дорогими сучасними механізованими комплексами, видобуток якими супроводжується, як правило, присічкою бічних порід покрівлі або ґрунту, що різко збільшує зольність вугілля, що видобувається.

Технологія бурошнекового видобутку вугілля є способом виходу на прибутковий рівень роботи більшості діючих і законсервованих шахт України, а також отримання додаткових обсягів енергетичного вугілля, видобуток якого на сьогодні ускладнений або неможливий [1].

Для такої технології видобутку можуть бути використані комбайни та буро-шнекові установки: КА80, КА200, УКД 200-400, К103М, МВ 444Р, «Вектор» та ін. (рис. 1).



Рис. 1. - Буро-шнекова установка “Вектор”

Виїмка вугілля вибурюванням у неоднорідних за структурою вугільних пластах виконавчими органами існуючих конструкцій, оснащених буровими коронками різних типів, характеризується високою динамічною навантаженістю, що проявляється у вигляді різких поштовхів та ударів по стінках свердловини. Це призводить до розбивання та відхилення свердловини від заданого напрямку, а в умовах викидонебезпечних пластів до провокування мікровикідів, прихвату та поломок бурового інструменту.

Мета роботи. Розробка математичної моделі для визначення динамічних характеристик бурового органу, що контактує з неоднорідним забійним масивом при бурінні свердловин під час видобутку вугілля з тонких пластів буро-шнековим способом.

Матеріал і результати дослідження. Необхідність забезпечення сталого руху бурового органу в заданому напрямку в умовах пластів неоднорідних за структурою та викидонебезпечних, висуває низку вимог до його конструкції:

- зниження динамічної навантаженості його корпусу;
- стійку просторову орієнтацію у заданому напрямі.

Поставлені вимоги можливі за умови виконання динамічного гвинта при його обертально-поступальному русі (рис. 2):

$$\vec{R}_0 \times \vec{M}_0 = 0, \quad (1)$$

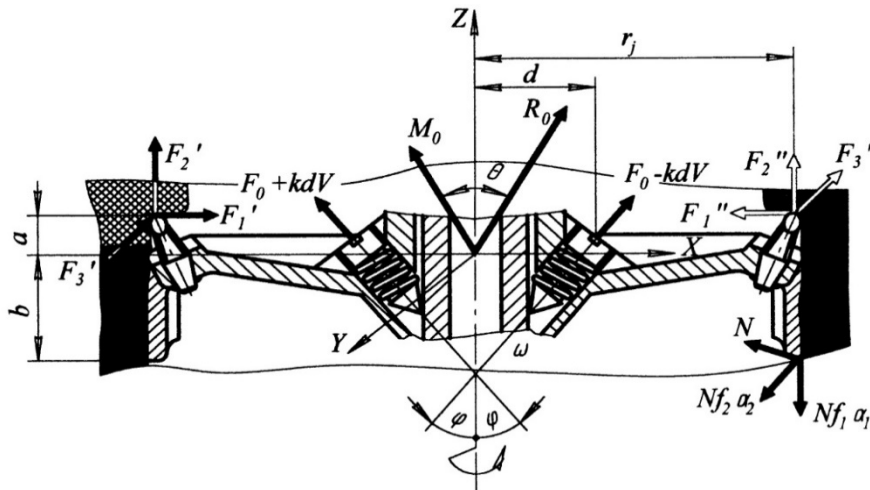


Рис. 2. - Буровий орган

Траєкторія руху бурового органу, що контактує з неоднорідним забійним масивом описується системою рівнянь:

$$\begin{cases} X_t = \frac{2}{3} \cdot L \cdot \frac{q_1}{w^2} \cdot \sin^2 \frac{w}{2} \cdot t + r \cdot \cos w_0 \cdot t; \\ Z_t = \frac{2}{3} \cdot L \cdot \frac{q_2}{w^2} \cdot \sin^2 \frac{w}{2} \cdot t + r \cdot \sin w_0 \cdot t, \end{cases} \quad (2)$$

де X_t, Z_t - поперечні переміщення бурового органу;

$$q_1 = \frac{X_F(L + 2 \cdot f \cdot r) + 2 \cdot Y_F \cdot l_{cp}}{c}, \quad q_2 = \frac{Z_F(L + 2 \cdot f \cdot r)}{c} - \text{узагальнені}$$

збуджуючі сили, кН·м;

$$c = I + m \cdot H^2 + 2 \cdot f \cdot r \cdot H \cdot m - \text{інерційна характеристика системи, кг·м}^2;$$

$w = c^{-1} \cdot (2 \cdot E \cdot I \cdot L^{-1} \cdot (1 + 2 \cdot f \cdot r \cdot L^{-1}) + 2 \cdot Y_F \cdot L - 2 \cdot G \cdot H)$ - власна частота коливань системи без урахування згасання, c^{-1} ;

$$L, l_{cp}, r, H - \text{параметри системи, м};$$

f - коефіцієнт тертя;

X_F, Y_F, Z_F - відхиляючі сили на різцях бурового органу, кН;

w_0 - частота обертання бурового ставу, c^{-1} .

Перші доданки рівняння (2) визначають поперечні коливання корпусу, другі – його обертальний рух. Поздовжні коливання органу $y = f(x, z, t)$ отримуємо, використовуючи рівняння Лагранжа I роду:

$$m\ddot{x} = \sum P_x + \lambda_1 \frac{df_1}{dx} + \lambda_2 \frac{df_2}{dx}; \quad m\ddot{z} = \sum P_z + \lambda_1 \frac{df_1}{dz} + \lambda_2 \frac{df_2}{dz}; \quad m\ddot{y} = \sum P_y + \lambda_1 \frac{df_1}{dy} + \lambda_2 \frac{df_2}{dy}, \quad (3)$$

і рівняння в'язей бурового органу, що обертається по гвинтовій лінії:

$$f_1 = x_t - a_1 \cdot \sin^2 \frac{w}{2} \cdot t - r \cdot \cos ky; \quad f_2 = z_t - a_2 \cdot \sin^2 \frac{w}{2} \cdot t - r \cdot \sin ky, \quad (4)$$

де $a_1 = 2/3 \cdot L \cdot q_1 \cdot w^2$, $a_2 = 2/3 \cdot L \cdot q_2 \cdot w^2$, $k = w_0 / v$, λ_1 , λ_2 - множники Лагранжа.

Часткові похідні лівих частин рівняння (4) дорівнюють

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_1}{\partial x} = 1; \quad \frac{\partial f_1}{\partial y} = r \cdot k \cdot \sin ky; \quad \frac{\partial f_1}{\partial z} = 0; \\ \frac{\partial f_2}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial f_2}{\partial y} = -r \cdot k \cdot \cos ky; \quad \frac{\partial f_2}{\partial z} = 1, \end{aligned} \quad (5)$$

Після підстановки (5) у (3) та перетворень, отримаємо

$$m\ddot{y} = \sum P_y + (m\ddot{x} - \sum P_x) \cdot r \cdot k \cdot \sin ky - (m\ddot{z} - \sum P_z) \cdot r \cdot k \cdot \cos ky, \quad (6)$$

де $\sum P_y = P_{oe} - m \cdot g \cdot \cos \alpha$, $\sum P_x = m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \cos w_0 \cdot t$, $\sum P_z = m \cdot g \times$
 $\times \sin \alpha \cdot \sin w_0 \cdot t$ - проекції активних сил на осі x , y , z , Н;
 α - кут нахилу свердловини до горизонту, град; P_{oc} - осьове навантаження, Н;

Для інтегрування рівняння (6) приєднаємо до нього рівняння в'язей (2). Взявши перші і другі похідні від них за часом

$$\begin{aligned} \ddot{x}(t) &= a_1 \cdot w^2 \cdot \cos w \cdot t - r \cdot k \cdot \ddot{y} \cdot \sin ky - r \cdot k^2 \cdot y^2 \cdot \cos ky; \\ \ddot{z}(t) &= a_2 \cdot w^2 \cdot \cos w \cdot t + r \cdot k \cdot \ddot{y} \cdot \cos ky - r \cdot k^2 \cdot y^2 \cdot \sin ky, \end{aligned} \quad (7)$$

Та підставляючи їх значення $\ddot{x}(t)$ і $\ddot{y}(t)$ у (6) після перетворень отримаємо диференціальне рівняння поздовжніх коливань бурового органу

$$\begin{aligned} \ddot{y}(t) &= \frac{1}{m(1+r^2k^2)} \left[\sum P_y + r \cdot k \cdot (\sum P_z \cdot \cos ky - \sum P_x \cdot \sin ky) + \right. \\ &\left. + m \cdot w^2 \cdot r \cdot k (a_1 \cdot \cos w \cdot t \cdot \sin ky - a_2 \cdot \cos w \cdot t \cdot \cos ky) \right], \end{aligned} \quad (8)$$

У початковий момент часу буровий орган знаходиться у стані спокою, тобто при $t = 0$, $y_t = 0$ і $\dot{y}_t = 0$, тому проінтегрувавши двічі (8) з урахуванням знайдених констант функція поздовжніх коливань бурового органу матиме вигляд

$$y_t = \frac{1}{m(1+r^2k^2)} \left[\frac{\sum P_y t^2}{2} - \frac{\sum P_x \cdot r \cdot \cos w \cdot t}{k} + \frac{\sum P_x \cdot r \cdot \sin w \cdot t}{k} + \frac{w^2 \cdot r \cdot k}{2} \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{-a_1 \cdot \sin(w+w_0)t}{(w+w_0)^2} - \frac{-a_1 \cdot \sin(w-w_0)t}{(w-w_0)^2} + \frac{a_2 \cdot \cos(w+w_0)t}{(w+w_0)^2} + \frac{a_2 \cdot \cos(w-w_0)t}{(w-w_0)^2} \right) \right] + \quad (9) \\ + \left(\frac{\sum P_x \cdot r}{m(1+r^2k^2)} - \frac{a_1 \cdot w \cdot w_0^2 \cdot r \cdot k}{2m(1+r^2)(w^2-w_0^2)} \right) t + \left(\frac{\sum P_z \cdot r}{m \cdot k(1+r^2k^2)} - \frac{a_2 \cdot w^2 \cdot r \cdot k(w^2+w_0^2)}{m(1+r^2k^2)(w^2-w_0^2)^2} \right) t$$

Сукупність рівнянь (2) і (9) визначає рух корпусу бурового органу по гвинтовій траєкторії.

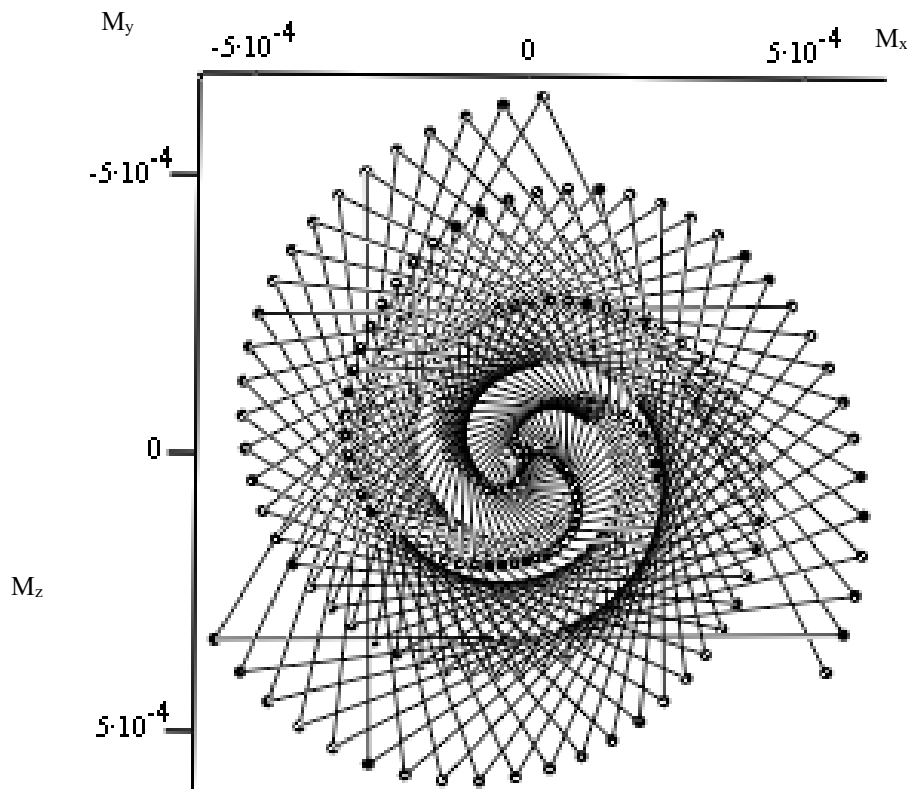
Реакції бурового органу, який знаходиться у контакті із вибоєм свердловини

$$R_{y_t} = m\ddot{x}_t - \sum P_x; \quad R_{y_t} = (m\ddot{x}_t - \sum P_x)r \cdot k \cdot \sin w_0 t - (m\ddot{z}_t - \sum P_z)r \cdot k \cdot \cos w_0 t; \quad (10) \\ R_{z_t} = m\ddot{z}_t - \sum P_z,$$

Момент сил реакції бурового органу відносно осей x, y, z

$$M_{x_t} = y_t R_{z_t} - z_t R_{y_t}; \quad M_{y_t} = z_t R_{x_t} - x_t R_{z_t}; \quad M_{z_t} = x_t R_{y_t} - y_t R_{x_t}, \quad (11)$$

Розподіл моментів і реакцій бурового органу при бурінні неоднорідного масиву наведено на рис. 3, 4.



Рису. 3. - Розподіл моментів бурового органу у сталому режимі

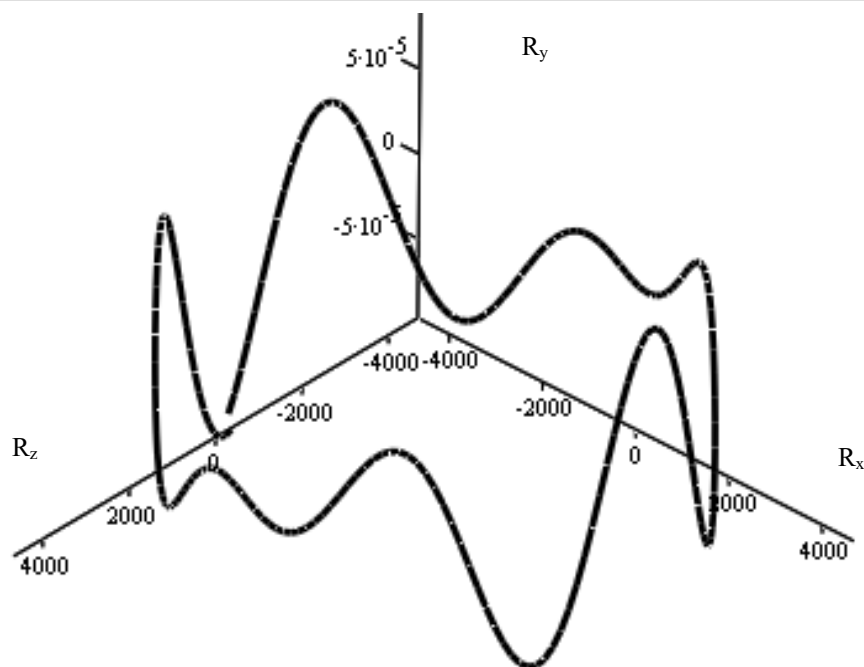


Рис. 4. - Осциляція реакцій упродовж одного обороту бурового органу

Висновок. Наведений підхід до розрахунку динамічних характеристик бурових органів з використанням теорії динамічного гвинта є всеосяжним і може бути широко використаний для оптимізації параметрів, вдосконалення існуючих та створення нових конструкцій бурових органів гірничо-видобувної техніки. Удосконалення методики розрахунку на основі запропонованої математичної моделі дасть можливість покращити експлуатаційні показники потокової безлюдної виїмки вугілля з тонких і надтонких пластів.

ЛІТЕРАТУРА

1. А. С. Громадский. Исследования вертикальных колебаний станка СБШ-250 с канатно-полиспастным механизмом подачи бурового инструмента // Громадский А. С., Горбачов Ю. Г., Громадский В. А. / Вісник Криворізького національного університету, вип. 33, 2012. – С. 180-183.
2. Зборщик М. П., Хныкин Л. М., Воробьев Е. А. Совершенствование исполнительных органов для выемки угля выбуриванием в выбросоопасных пластах. – Изв. Донецкого горного института, 2001. № 1. – с. 93-95.
3. Хныкин Л.М., Редко А.Ю., Довгаль Д.Л. К вопросу определения параметров буровых органов с использованием теории динамического винта / Матеріали науково-практичної конференції ДННІ Науки, 2005.- С. 14-17.