

УДК 622.23.054

Д.О. ДОВГАЛЬ (канд. техн. наук, доц.)**П.Г. МАТЮХА** (д-р. техн. наук, проф.)

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет» МОН України, м. Покровськ

ДОСЛІДЖЕННЯ ДОВЖИНИ ШЛЯХУ РІЗАННЯ БУРОВИХ ВИКОНАВЧИХ ОРГАНІВ ПОРОДОРУЙНІВНИХ МАШИН СУЦІЛЬНОГО РУЙНУВАННЯ

Робота присвячена дослідженню інтегрально-геометричного показника траєкторій руху інструмента бурових виконавчих органів породоруйнівальних машин – довжини шляху різання, що розглядається як один із основних критеріїв оптимізації процесу породоруйнування. Отримана залежність, що зв'язує довжину шляху, який проходить інструмент, з конструктивними та кінематичними параметрами бурового виконавчого органу у його загальному випадку. Встановлений ступінь та характер впливу кожного з конструктивних та кінематичних параметрів на функцію довжини шляху інструмента в узагальненій схемі бурового виконавчого органу.

Ключові слова: породоруйнівальна машина, буровий виконавчий орган, робочий інструмент, траєкторія, довжина шляху різання, критерій оптимізації

Постановка проблеми.

Під час розробки родовищ корисних копалин підземним способом, одним з найважливіших його елементів, є процес проведення горизонтальних гірничих виробок. Цей процес відноситься до категорії технічно складних та вартісних. У зв'язку з цим у сучасних умовах необхідно приділяти виключну увагу використанню у сфері підземного будівництва найбільш досконалих, науково обґрунтованих та ресурсозберігаючих технічних рішень.

При проведенні горизонтальних гірничих виробок застосовують, як правило, комбайновий спосіб, основою якого є використання породоруйнальної машини. У якості породоруйнівних машин широко застосовують прохідницькі комбайни та щитові комплекси, оснащені виконавчими органами суцільного руйнування (буровими). За кінематикою руху робочого інструмента виділяють наступні варіанти їх конструкції:

- роторні, робочий інструмент яких здійснює обертальний рух та одночасно подається на забій;
- планетарні, робочий інструмент яких, окрім обертального та поступального рухів, здійснює ще й відносний обертальний рух.

Кожний із існуючих конструктивних схем роторного і планетарного виконавчих органів притаманна ціла низка як переваг так і недоліків. Однак, загальною проблемою усіх конструктивних схем є швидка зношуваність робочого інструмента внаслідок великої питомої роботи тертя інструменту об масив, що руйнується. Витрати на інструмент при роботі породоруйнівних машин досягають 10-25% і більше прямих витрат на проведення виробки. Затуплення інструменту в процесі роботи виконавчого органу породоруйнальної машини істотно змінює динаміку процесу руйнування, а отже і діючі зусилля й навантаження. Зниження питомої роботи тертя пов'язано зі зменшенням ділянки контакту інструмента з масивом та зниженням питомого шляху тертя [1].

Зменшення ділянки контакту інструмента з гірничим масивом пов'язано із правильним вибором геометричних параметрів різального інструмента та прийнятним ступенем зношення.

Що ж стосується шляху тертя (різання), який проходять усі різці виконавчого органу при відокремленні одиниці обсягу гірничої маси, то цьому показнику приділяється явно недостатньо уваги. У багатьох породоруйнівальних машинах, а особливо оснащених планетарними виконавчими органами, шлях тертя інструмента об масив є значним. Значна різниця питомого шляху різання для машин одного класу здебільшого пов'язана з прийняттям нераціонального режиму роботи виконавчих органів та тертям робочого інструменту об масив на ділянках холостого ходу, неоднаковим перерізом зрізів (зняттям серпоподібних зрізів) та ін.

Аналіз останніх досліджень

На сьогодні дослідженню довжини шляху різання інструменту бурових виконавчих органів присвячено вкрай мало робіт, а більшість з них були проведені більш ніж тридцять років тому [2-4]. Дослідження довжини шляху різання планетарних виконавчих органів, проведене у роботі [3], є неповним, зокрема, відсутні рекомендації щодо вибору конструктивних і кінематичних параметрів, які забезпечують мінімальний шлях різання. При цьому отримана залежність для визначення довжини шляху, що проходить інструмент виконавчого органу за один оберт робочого диска, як зазначалося у роботі [4], є такою, що має цілу низку неточностей і не відбиває дійсної залежності між параметрами виконавчого органу і тому не може бути використана при розрахунках і проектуванні планетарних виконавчих органів. У роботі [4] були визначені та досліджені залежності довжини шляху різання від конструктивних та кінематичних параметрів для окремих випадків планетарних виконавчих органів. Робота [5] присвячена дослідженням з даного питання, але стосовно окремо схеми планетарно-торового виконавчого органу. Таким чином, усі результати з визначення та дослідження довжини шляху різання бурових виконавчих органів, отримані у раніше виконаних роботах, стосуються окремих конструктивних схем та не дають змогу досліджувати загальний випадок бурового виконавчого органу з метою оптимізації довжини тертя інструменту шляхом синтезу різних конструктивних схем.

У роботі [6] була розроблена, а у роботі [7] уточнена, узагальнена геометрична модель бурового виконавчого органу гірничопрхідницьких машин. На її основі, з використанням можливостей сучасної обчислювальної техніки та прикладних математичних пакетів програм, можна визначити та дослідити довжину шляху різання для загальної схеми бурового виконавчого органу та здійснювати оптимізацію за цим критерієм.

Постановка завдання.

Метою даної роботи є встановлення залежності довжини шляху, який проходить робочий інструмент, від конструктивних і кінематичних параметрів бурового виконавчого органу будь-якого типу, а також виявити вплив цих параметрів на характер зміни функції довжини шляху різання.

Основна частина.

Довжина шляху різання різця у загального випадку бурового виконавчого органу не може бути визначена подібно, наприклад, довжині шляху інструмента обертального виконавчого органу, із простих співвідношень. Вона може бути знайдена, виходячи з рівнянь траєкторії руху інструмента.

Траєкторія руху інструмента загального випадку бурового виконавчого органу з двома обертальними рухами, виходячи із схеми загального випадку бурового виконавчого органу (рис. 1), визначається параметричними рівняннями [7]:

$$\begin{aligned} x &= r[\cos \gamma [\cos(\varphi i + \psi) \cos(\varphi + \alpha) \mp \sin(\varphi i + \psi) \sin(\varphi + \alpha) \sin \beta + k \cdot \cos \varphi] \mp \sin(\varphi i + \psi) \sin \gamma \cos \beta]; \\ y &= r[\cos(\varphi i + \psi) \sin(\varphi + \alpha) \pm \sin(\varphi i + \psi) \cos(\varphi + \alpha) \sin \beta + k \cdot \sin \varphi]; \\ z &= r[\sin \gamma [\cos(\varphi i + \psi) \cos(\varphi + \alpha) \mp \sin(\varphi i + \psi) \sin(\varphi + \alpha) \sin \beta] + k \cdot \cos \varphi] + \frac{h}{2\pi} \varphi \pm \\ &\quad \pm r \cdot \sin(\varphi i + \psi) \cos \gamma \cos \beta, \end{aligned} \quad (1)$$

де R – радіус гвинтової лінії – траєкторії руху центру робочого диска; r – радіус робочого диска; φ – кут повороту водила від початкового положення ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$); i – передаточне число планетарного механізму, що дорівнює відношенню кутової швидкості робочого диска до кутової швидкості водила; α – кут нахилу робочого диска до площини XOZ у його початковому положенні ($0 \leq \alpha \leq \pi/2$); β – кут нахилу робочого диска до площини XOY у його початковому положенні ($0 \leq \beta \leq \pi/2$); γ – кут «розвалу» осі обертання водила виконавчого органу відносно поздовжньої осі виробки у горизонтальній площині; h – величина подачі виконавчого органу на забій за один оберт водила.

У рівняннях (1) та у подальших залежностях верхній знак відповідає додавальній схемі роботи виконавчого органу, а нижній – різницевій.

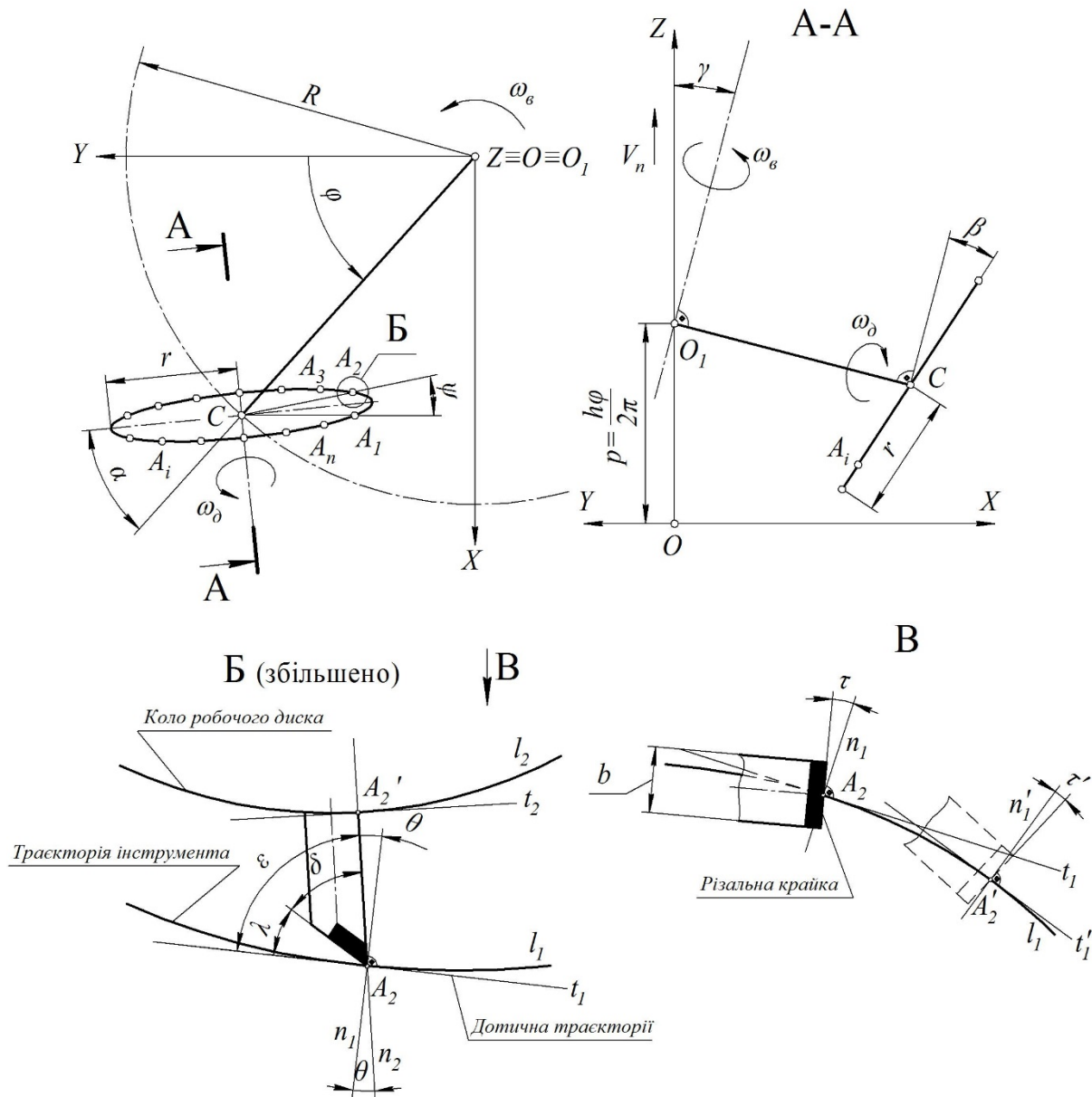


Рис. 1. Узагальнена схема кінематики руху ріжучого інструменту бурового виконавчого органу

Довжина шляху інструмента є довжина дуги його траєкторії і тому може бути визначена шляхом обчислення відомого з диференціальної геометрії криволінійного інтеграла:

$$L = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dz}{d\varphi}\right)^2} d\varphi, \quad (2)$$

Оскільки величина подачі виконавчого органу на забій за один оберт водила h , є величиною досить малою у порівнянні з величинами інших параметрів, та істотно не впливає на характер зміни функції $L(\varphi)$, для спрощення розрахунків нею доцільно зневажити (похибка розрахунків при цьому складатиме 0,01%). Також у межах досліджуваної ділянки траєкторії руху інструмента можна знехтувати кутом «розвалу» осі обертання водила виконавчого органу відносно поздовжньої осі виробки, оскільки на довжину шляху різання цей параметр робить мізерно малий вплив.

Отже, продиференціювавши параметричні рівняння (1) руху інструмента по параметру φ , і підставивши квадрати отриманих виражень у (2), після виконання відповідних спрощуючих перетворень, отримаємо:

$$L = ri \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(1 + \frac{1}{i^2} + \frac{k^2}{i^2} + \frac{\cos^2(\varphi i) \cos^2 \beta}{i^2} \mp \frac{2k \sin(\varphi i) \sin \alpha \sin \beta}{i^2} + \frac{2k \cos(\varphi i) \cos \alpha}{i^2} - \right. \\ \left. - \frac{\cos^2 \beta}{i^2} \pm \frac{2k \cos(\varphi i) \cos \alpha \cos \beta}{i} - \frac{2k \sin(\varphi i) \sin \alpha}{i} \pm \frac{2 \sin \beta}{i} \right)^{1/2} d\varphi \quad (3)$$

де

$$k = \frac{R}{r}, \quad (4)$$

Для визначення довжини шляху, який проходить робочий інструмент за один оберт робочого диска, необхідно розв'язати інтеграл (3). Межі інтегрування у загальному випадку дорівнюють: $\varphi_1 = 0$, $\varphi_2 = 2\pi/i$.

Інтеграл (3) не виражається через елементарні функції аргументу φ , тому, для його обчислення доцільно скористатися одним з методів чисельного інтегрування.

Аналіз підінтегральної функції показує, що при будь-яких практично прийнятних співвідношеннях конструктивних R , r , α , β та кінематичних i , φ параметрів виконавчого органу величина

$$\Phi(\varphi) = \frac{1}{i^2} + \frac{k^2}{i^2} + \frac{\cos^2(\varphi i) \cos^2 \beta}{i^2} \mp \frac{2k \sin(\varphi i) \sin \alpha \sin \beta}{i^2} + \frac{2k \cos(\varphi i) \cos \alpha}{i^2} - \\ - \frac{\cos^2 \beta}{i^2} \pm \frac{2k \cos(\varphi i) \cos \alpha \cos \beta}{i} - \frac{2k \sin(\varphi i) \sin \alpha}{i} \pm \frac{2 \sin \beta}{i}, \quad (5)$$

по своєму абсолютному значенню завжди менше або дорівнює одиниці. Тому, інтеграл (3) можна обчислити з будь-яким ступенем точності, розклавши підінтегральну функцію, що розглядається як біном Ньютона, у ряд по степенях:

$$L = ri \int_0^{\frac{2\pi}{i}} \sqrt{1 + \Phi(\varphi)} d\varphi = ri \int_0^{\frac{2\pi}{i}} \left(1 + \frac{1}{2} \Phi(\varphi) - \frac{1}{8} \Phi^2(\varphi) + \frac{1}{16} \Phi^3(\varphi) \right) d\varphi, \quad (6)$$

Виходячи із властивостей інтегралів, вираз (6) можна представити у наступному вигляді:

$$L = ri \left[\int_0^{\frac{2\pi}{i}} d\varphi + \frac{1}{2} \int_0^{\frac{2\pi}{i}} \Phi(\varphi) d\varphi - \frac{1}{8} \int_0^{\frac{2\pi}{i}} \Phi(\varphi)^2 d\varphi + \frac{1}{16} \int_0^{\frac{2\pi}{i}} \Phi(\varphi)^3 d\varphi \right], \quad (7)$$

Кожний з інтегралів, що входять у формулу (7) легко обчислюється за допомогою методу безпосереднього інтегрування. Підставивши значення $\Phi(\varphi)$, $\Phi(\varphi)^2$, $\Phi(\varphi)^3$ та виконавши деякі перетворення, отримаємо:

$$L = r \cdot \Lambda(i, k, \alpha, \beta), \quad (8)$$

Таким чином, формула (8) виражає залежність довжини дуги просторової кривої – шляху, що проходить робочий інструмент бурового виконавчого органу протягом одного оберту диска від параметрів r, k, i, α, β .

Для забезпечення оптимальної роботи інструмента, довжина шляху, на якому він знаходиться в контакті з породою, тобто довжина шляху різання, повинна бути мінімальною при постійних значеннях конструктивних параметрів виконавчого органу.

Аналізуючи формулу (8), помічаємо, що довжина шляху, який проходить інструмент виконавчого органу за один оберт диска, дорівнює добутку радіуса диска r на деяку безрозмірну функцію. Тому, для збереження спільності доцільно досліджувати відношення L/r .

Встановлено, що в межах одного оберту робочого диска, величина функції L/r , головним чином, залежить від значення передаточного числа i . На рис. 2 графічно представлена залежність відношення L/r від передаточного числа планетарного механізму i (суцільна лінія відповідає різницевій схемі роботи виконавчого органу, а пунктирна – додавальний).

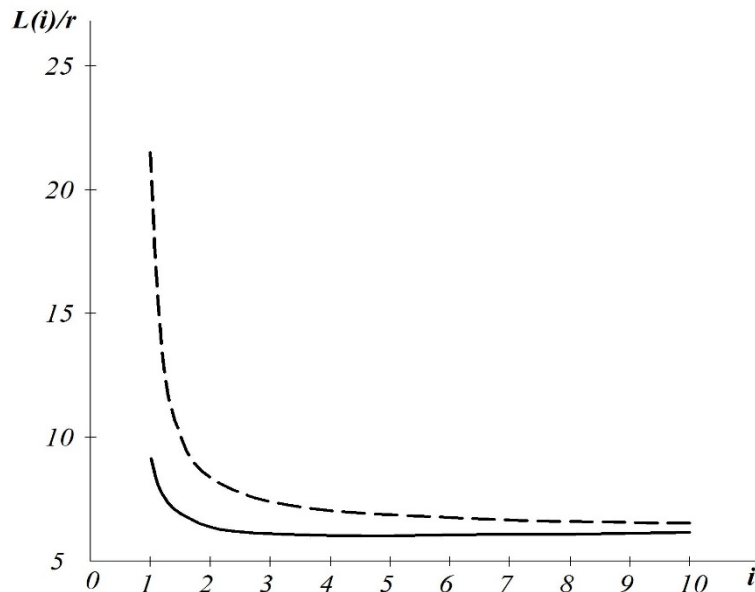


Рис. 2. Залежність відношення L/r від передаточного числа планетарного механізму i

З рис. 2 видно, що зі збільшенням значення передаточного числа i відношення L/r асимптотично наближається до деякої величини. Значення цієї величини можна отримати, обчисливши границю функції L_0/r при $i \rightarrow \infty$, вона дорівнює:

$$\lim_{i \rightarrow \infty} \frac{L_0}{r} = 2\pi, \quad (9)$$

Отже, функція L/r , при необмеженому зростанні i , має єдину границю, яка дорівнює 2π . З цього випливає, що при значенні передаточного числа $i \rightarrow \infty$, довжина шляху інструменту за один оберт робочого диска прямує до величини $2\pi r$, тобто наближається до довжини кола диска. Це говорить про те, що при $i \rightarrow \infty$, кутова швидкість обертання водила прямує до нуля, а диск у цьому випадку здійснює простий обертальний рух. При цьому довжина шляху, який проходить інструмент впродовж усього робочого циклу виконавчого органу буде прямувати до нескінченності.

Для забезпечення раціональних режимів роботи виконавчого органу необхідно встановити функціональну залежність між його конструктивними та кінематичними параметрами, яка забезпечує мінімальний шлях інструмента протягом робочого циклу, або іншими словами – оптимальну питому довжину шляху різання. Для цього слід розглядати довжину шляху, що проходить різцевий інструмент за один оберт водила.

Оскільки, кількість обертів робочого диска пов'язана з кількістю обертів водила за допомогою передаточного числа i планетарного механізму, то справедлива наступна рівність:

$$L_6 = i \cdot L, \quad (10)$$

де L_6 – довжина шляху, який проходить робочий інструмент за один оберт (робочий цикл) водила виконавчого органу.

Функція L_6 , як і функція L , дорівнює добутку радіуса робочого диска r на деяку безрозмірну функцію $A(k, i, \alpha, \beta)$, тому доцільно розглядати відношення L_6/r .

Дослідимо вплив окремо кожного параметра бурового виконавчого органу на функцію L_6/r у загальному випадку.

На рис. 3-6 представлені графіки залежності функції L_6 відповідно від параметрів i , k , α , β виконавчого органу.

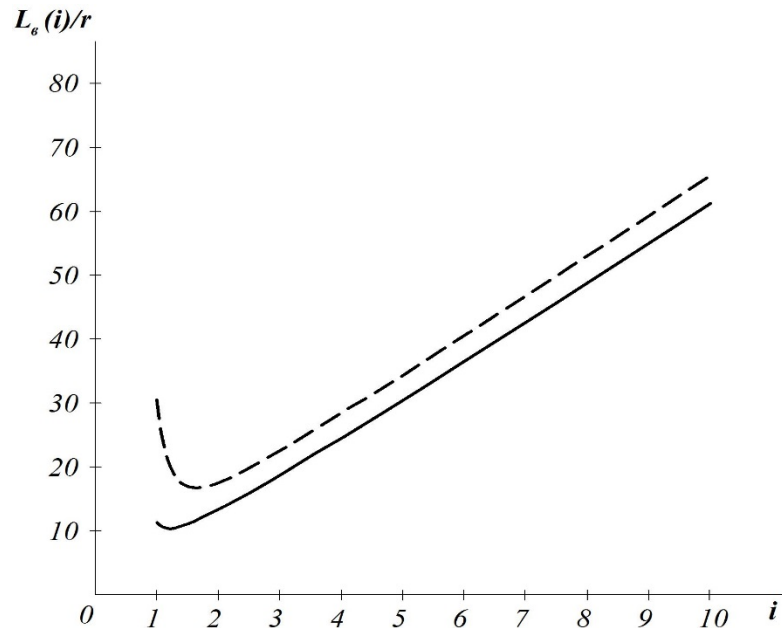


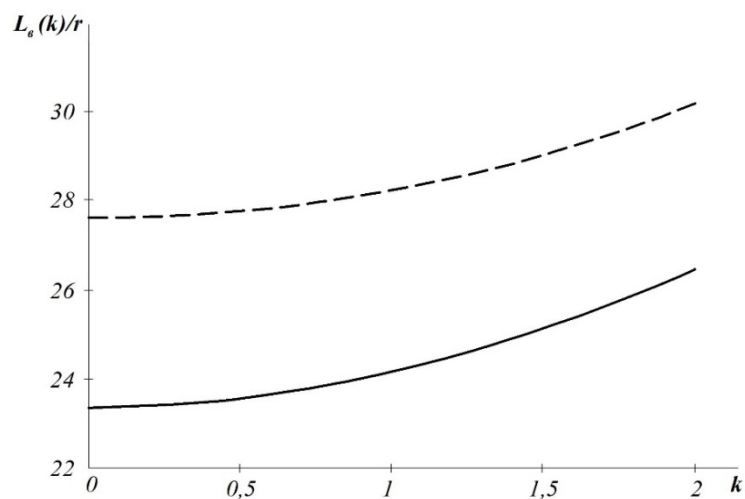
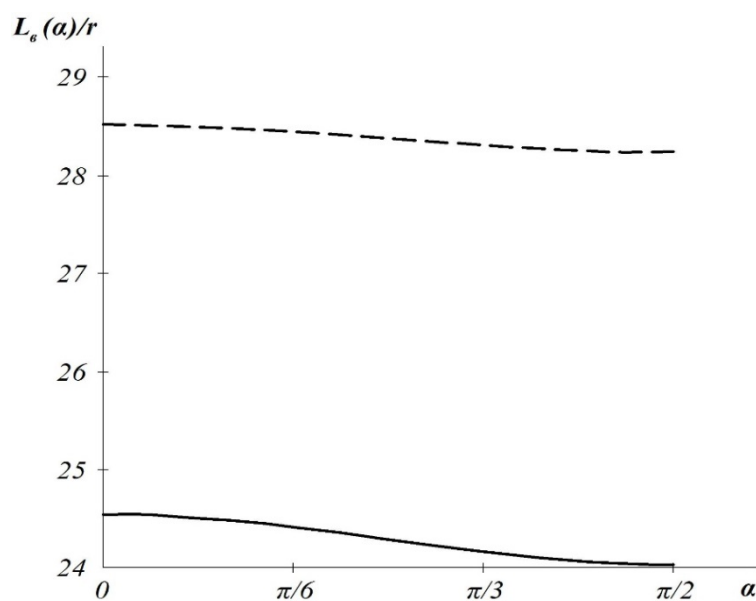
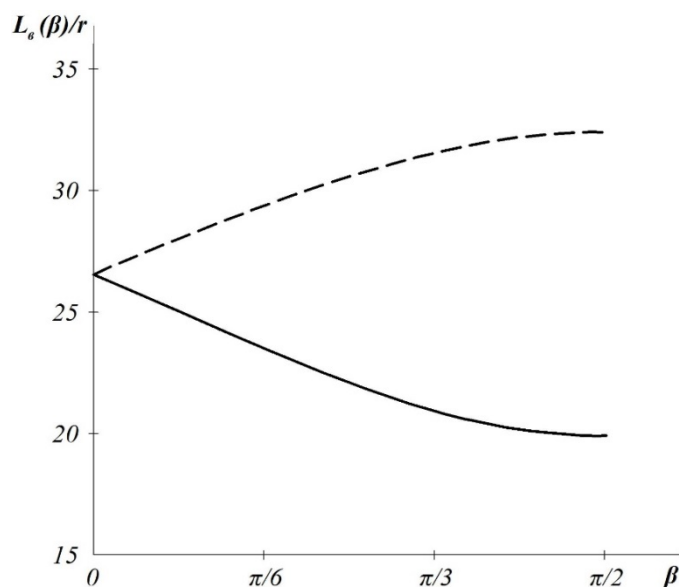
Рис. 3. Залежність відношення L_6/r від передаточного числа планетарного механізму

Аналізуючи криві, представлені на рис. 3, помічаємо, що відношення L_6/r при значенні i близькому до 1 має мінімум, після якого функція L_6/r різко збільшується у напрямку зростання величини передаточного числа i та прямує до нескінченності при $i \rightarrow \infty$.

Розглядаючи вплив коефіцієнта k (рис. 4), який виражає залежність між конструктивними параметрами R та r , помічаємо, що збільшення його значення призводить до різкого зростання функції L_6/r . Найменше значення функції L_6/r , незалежно від схеми роботи виконавчого органу, відповідає найменшому значенню k , тобто нулю.

Розглядаючи вплив коефіцієнта k (рис. 4), який виражає залежність між конструктивними параметрами R та r , помічаємо, що збільшення його значення призводить до різкого зростання функції L_6/r . Найменше значення функції L_6/r , незалежно від схеми роботи виконавчого органу, відповідає найменшому значенню k , тобто нулю.

Конструктивний кут α , як це видно із рис. 5, чинить незначний вплив на значення досліджуваної функції L_6/r . Більш помітно впливає на значення функції L_6/r конструктивний кут β . З рис. 6 видно, що збільшення значень β від 0 до $\pi/2$, призводить до відповідного зменшення значень функції L_6/r при роботі виконавчого органу за різницевою схемою та збільшення при роботі за додавальною схемою. Екстремальні значення функції L_6/r відповідають $\beta = \pi/2$ (мінімальне – при різницевій схемі, максимальне – при додавальній).

Рис. 4. Залежність відношення L_g/r від коефіцієнта k Рис. 5. Залежність відношення L_g/r від конструктивного кута α Рис. 6. Залежність відношення L_g/r від конструктивного кута β

Із графіків, наведених на рис. 3-6, очевидно, що на величину функції L_g/r суттєво впливає схема роботи виконавчого органу. Тобто при роботі виконавчого органу за різницевою схемою, у загальному випадку, довжина шляху робочого інструмента завжди менша а ніж при роботі за додавальною схемою.

Таким чином, якщо брати до уваги повну довжину шляху, який проходить робочий інструмент за один робочий цикл, найменші його значення забезпечують конструкції бурового виконавчого органу: з одним обертальним рухом (роторні) та плоско-планетарні (при досить малих значеннях i та k). Якщо ж узяти до уваги те, що при $\beta < \pi/2$ буровий виконавчий орган працює у режимі переривчастого різання, який обумовлює наявність ділянок, де робочий інструмент виходить із контакту із забоем (ділянки холостого ходу), то такі конструктивні схеми також ефективні за критерієм довжини шляху різання, оскільки сумарна довжина робочих ділянок траєкторії щонайменше удвічі менша за повну довжину шляху руху інструмента за один робочий цикл.

Висновки. За результатами теоретичних досліджень, проведених у даній роботі, можна зробити наступні висновки:

Залежність довжини шляху робочого інструмента від конструктивних та кінематичних параметрів бурового виконавчого органа впродовж одного робочого циклу, яка у загальному випадку встановлена вперше, охоплює усі існуючі та теоретично можливі конструктивні схеми планетарних (з двома обертальними рухами) та роторних (з одним обертальним рухом) виконавчих органів породоруйнівних машин.

Ступінь впливу кожного з конструктивних та кінематичних параметрів бурового виконавчого органу описується нелінійними залежностями, дослідження яких дасть змогу визначати інтервали раціональних значень цих параметрів, за критерієм довжини шляху різання, на етапі проектування.

Додавальна схема роботи бурового виконавчого органу, у загальному його випадку, є недоцільною з точки зору довжини шляху різання.

Отримані результати мають важливе теоретичне та практичне значення, оскільки є основою для оптимізації параметрів бурових виконавчих органів за критерієм питомої довжини шляху різання (довжини шляху тертя інструмента, необхідної для відокремлення одиничного обсягу гірничої маси від масиву), яка у загальному випадку, повинна бути мінімальною.

Библиографический список

1. Барон Л. И. Износ инструмента при резании горных пород / Л. И. Барон, Л. Б. Глатман. – М.: Изд-во «Недра», 1971. – 384 с.
2. Архангельский А. С. Некоторые вопросы теории планетарных исполнительных органов проходческих комбайнов / А. С. Архангельский // Расчеты, конструирование и испытание горных машин. – 1955. – №2. – С. 143-210.
3. Барон Л. И. Разрушение горных пород проходческими комбайнами. Научно-методические основы. Разрушение резцовым инструментом / Барон Л. И., Глатман Л. Б., Губенков Е. К. – М.: Наука, 1968. – 216 с.
4. Кизилев В. В. Исследование и выбор рациональных конструктивных и режимных параметров планетарных исполнительных органов проходческих комбайнов: дис... канд. техн. наук: 05.05.06 / Кизилев Василий Васильевич. – М., 1982. – 176 с.
5. Довгаль Д. О. Дослідження довжини шляху різання інструменту торових планетарних виконавчих органів породоруйнівних машин / Д. О. Довгаль // Прикладна геометрія та інженерна графіка: міжвідомчий науково-технічний збірник / КНУБА. – К., 2008. – Вип. 79. – С. 210-219.
6. Довгаль Д. О. Узагальнена геометрична модель бурового виконавчого органа гірничопрохідницьких машин / Д. О. Довгаль // Прогресивні технології і системи машинобудування: міжнародний зб. наукових праць / Донец. нац. техн. ун-т. – Донецьк, 2014. – Вип. 1(47). – С. 118-127.
7. Довгаль Д. О. Структурна модель багатокритеріальної оптимізації параметрів планетарних виконавчих органів породоруйнівних машин / Д. О. Довгаль, С. А. Зорі // Вісті Донецького гірничого інституту: Всеукраїнський науково-технічний журнал гірничого профілю / Донец. нац. техн. ун-т. – Покровськ, 2016. – Вип. 2(39). – С. 20-33.

Надійшла до редакції 01.04.2017

Д.А. Довгаль, П.Г. Матюха

ДВНЗ «Донецкий национальный технический университет» МОН Украины, г. Покровск

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЛИНЫ ПУТИ РЕЗАНИЯ БУРОВЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ПОРОДО-РАЗРУШАЮЩИХ МАШИН СПЛОШНОГО РАЗРУШЕНИЯ

Работа посвящена исследованию интегрально - геометрического показателя траекторий движения инструмента буровых исполнительных органов породоразрушающих машин - длины пути резания, который рассматривается как один из критериев оптимизации процесса породоразрушения. Полученная зависимость, связывающая длину пути, который проходит инструмент, с конструктивными и кинематическими параметрами бурового исполнительного органа в его общем случае. Установлена степень и характер влияния каждого из конструктивных и кинематических параметров на функцию длины пути инструмента в обобщенной схеме бурового исполнительного органа.

Ключевые слова: породоразрушающая машина, буровой исполнительный орган, рабочий инструмент, траектория, длина пути резания, критерий оптимизации

D. Dovgal, P. Matyuha

State higher educational establishment "Donetsk national technical university", Ukraine, Pokrovsk

STUDY OF LONG WAY OF CUTTING CONDITIONS OF EXECUTIVE UNITS DRILLING THE ROCK CUTTING MACHINES FOR THE CONTINUOUS DESTRUCTION

The article is considered to integral - geometric figure toolpaths drilling machines cutters executive units - the length of the cutting path, which is regarded as one of the criteria for process optimization of rock failure. The resulting dependence linking path length which extends tool with structural and kinematic parameters of drilling executive unit in its general case. The degree and nature of the influence of each of the structural and kinematic parameters of the function of the length of the tool path in the generalized scheme of drilling executive unit.

Keywords: The rock cutting machine, drilling executive unit, tools, trajectory path length cutting, optimization criteria