

Землерийні, дорожні та меліоративні машини

УДК 624.132

В.М.Смірнов, к.т.н., проф.;
В.П. Головань, к.т.н., доцент;
А.Я. Олексіва (КНУБА, Київ)

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ТА ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ БУРИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ З РОЗДІЛЬНИМ ОБЕРТАННЯМ СКЛАДОВИХ РІЗАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ РОБОЧОГО ОРГАНА

АННОТАЦІЯ. В статті наведені результати досліджень по створенню нової конструкції лопатевого робочого органа бурильних машин. Запропонована нова конструкція бурильного обладнання з планетарним обертальником і двома співвісними вихідними валами, що забезпечують роздільне обертання за різних швидкостей внутрішньої та зовнішньої складових частин робочого органа. Це дає змогу забезпечити більш рівномірне навантаження на різці, що працюють на різній відстані від центра робочого органа та підвищити ефективність процесу буріння.

Ключові слова: обертальник, планетарний, бур.

АННОТАЦИЯ. В статье приведены результаты исследований по созданию новой конструкции лопастного рабочего органа бурильных машин. Предложена новая конструкция бурильного оборудования с планетарным вращателем и двумя соосными выходными валами, что обеспечивает раздельное вращение с разными скоростями внутренней и внешней составных частей рабочего органа. Это дает возможность обеспечить более равномерную нагрузку на резцы, которые работают на разном расстоянии от центра рабочего органа и повысит эффективность процесса бурения.

Ключевые слова: вращатель, планетарный, бур

SAMMARY. The article presents the results of research on the new design lopastkogo working body drills. A new design of drilling equipment with the planetary rotator and two coaxial output shafts, which ensures separation of rotation at different rates of internal and external components of the working body. This makes it possible to provide a more uniform load on cutters, which operate at different distances from the center of the working body and increase effectiveness the drilling process.

Key words: rotational, planetary, bur.

Вступ. При бурінні свердловин невеликих діаметрів в міцних ґрунтах під стовпчасті опори будівельних споруд та ліній електромереж, особливо в гірській місцевості, доцільно використовувати мобільне обладнання з робочими органами суцільного буріння, оснащеними твердосплавними різальними елементами. Продуктивність буріння таких свердловин та стійкість робочих органів залежить від їх конструктивних особливостей – схеми розташування різальних елементів, швидкості руху на лініях різання та сил взаємодії з ґрунтом.

До основних недоліків сучасних робочих органів суцільного буріння можна віднести складнощі із забезпеченням можливості рівномірного навантаження на різальні елементи при руйнуванні ґрунту на лініях

різання, які розташовані на різних відстанях від центру бура.

В проведених раніше дослідженнях [1] на основі аналізу умов роботи різців на різних лініях різання – їхній швидкості, навантажень та продуктивності різання, пропонується розділити зовнішню і середню частини робочого органа і збільшити швидкість обертання останньої. За рахунок цього, відповідно, маємо зменшення товщини зрізу кожним різцем, розташованим в середній частині робочого органа, а отже і зменшення сил, що діють на різці за даною потужністю і продуктивністю різання та рівною для обох частин швидкістю заглиблення бура.

Виклад основного матеріалу.

Для розробки раціональної конструкції лопатевого робочого органа бурильного

обладнання з роздільним обертанням середньої і зовнішньої різальних частин необхідно визначити співвідношення їх геометричних та кінематичних параметрів. З цією метою для вказаного лопатевого робочого органа, схема якого подана на рис.1, побудовані картини швидкостей (рис. 1а, б) за різних значеннях співвідношень діаметрів внутрішньої d і зовнішньої D його частин та різних розрахункових швидкостях їх обертання.

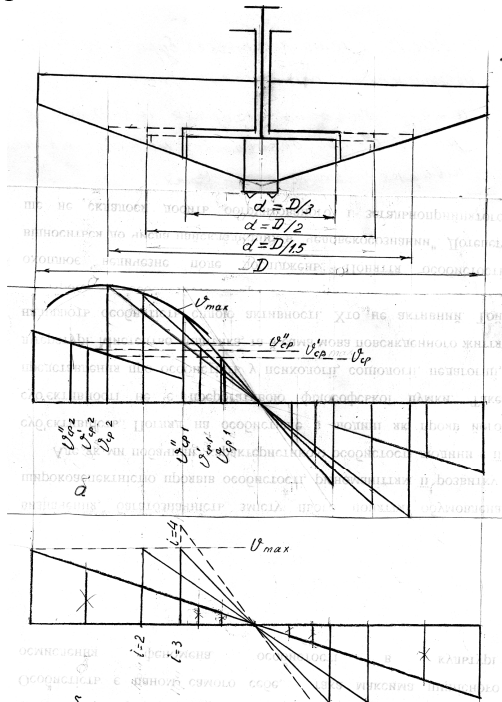


Рис. 1. Схема лопатевого бура з роздільним обертанням та його картини швидкостей: а – при базових середніх швидкостях V_{cp} лопатей; б – при базових максимальних швидкостях V_{max} лопатей

Картини швидкостей, подані на рис.1, а побудовані для співвідношень $d = \frac{D}{1,5}$, $d = \frac{D}{2}$ та $d = \frac{D}{3}$ із умови, коли за базові (розрахункові) прийняті середні значення швидкостей лопатей внутрішньої ($V_{cp1}, V'_{cp1}, V''_{cp1}$) та зовнішньої ($V_{cp2}, V'_{cp2}, V''_{cp2}$) частин, що обертаються, тобто

$$V_{cp} = V_{cp1} = V_{cp2}, V'_{cp} = V'_{cp1} = V'_{cp2}, V''_{cp} = V''_{cp1} = V''_{cp2}.$$

Картини швидкостей, подані на рис.1.б, побудовані із умови, коли за базові прий-

яті максимальні значення швидкостей V_{max1} та V_{max2} крайніх точок лопатей.

Така умова може бути забезпечена зміною швидкості обертання пропорційно відношенню діаметрів D та d , або значеннями передаточних відношень i , які приймаються такими :

$$\text{при } d = \frac{D}{15}, i = 1.5,$$

$$\text{при } d = \frac{D}{2}, i = 2,$$

$$\text{при } d = \frac{D}{3}, i = 3.$$

Із аналізу приведених картин швидкостей маємо, що за рівних середніх швидкостях зовнішніх і внутрішніх лопатей змінюються максимальні швидкості крайніх віддалених від центра точок внутрішніх лопатей за криволінійним законом (крива V_{max} , рис. 1.а).

Очевидно, що допустимі значення ці швидкості мають за розмірами діаметра внутрішньої частини $d = \frac{D}{3}$. Отже, практично діаметр внутрішньої обертової частини даного бурального робочого органа слід приймати рівним $d = \frac{D}{3}$, так як його збі-

льшення може призвести до зростання швидкості крайніх віддалених від центра точок внутрішніх лопатей до значень вищих за допустимі, а зменшення обмежується розмірами центрального забурника.

Разом з тим незначне збільшення швидкості обертання середньої частини бура (в 1,2 ...1,3 рази) покращує умови роботи різців, розташованих на лініях різання близьких до її центра. Тому за оптимальні геометричні і кінематичні параметри середньої обертової частини бура на основі аналізу приведених картин швидкостей і діаметр слід приймати рівним $d = \frac{D}{3}$ і пере-

$$\text{даточне відношення } i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = 4,$$

де w_1 і w_2 - кутові швидкості, n_1 і n_2 - частоти обертання внутрішньої і зовнішньої

обертючих частин бурового робочого органу, відповідно.

Картина швидкостей внутрішньої частини бура за вказаних параметрів наведена на рис.1, б (пунктирна лінія).

Бурильне обладнання з робочим органом, що має роздільне обертання центральної та зовнішньої складових його різальної частини, може приводитись до дії за допомогою планетарного обертальника із спеціальною двовальною буровою штангою, співвісні вали якої (один з них порожнистий, другий – закріплений всередині за допомогою підшипників) з'єднані з різальними частинами робочого органу [1].

Для забезпечення роздільного обертання складових бурової штанги та різальної частини в планетарному обертальнику в свою чергу передбачено два співвісно розташовані вихідні вали, один з яких з'єднаний з центральним рухомим ведучим зубчастим колесом (швидкохідний), а другий (порожнистий вихідний вал) – з водилом. З'єднання вихідних валів планетарного обертальника із складовими частинами робочого органу може також здійснюватись за допомогою бурової штанги з двома співвісними валами, з'єднаними через підшипники [1].

Враховуючи викладене, для визначення конструктивних параметрів даного бурильного обладнання доцільно побудувати загальну картину швидкостей складеного робочого органу і планетарного механізму.

Кінематична схема прийнятого планетарного механізму з буровим складеним робочим органом та їх картина швидкостей подані на рис.2.

На даній схемі прийняті позначення:

1 - центральне рухоме колесо (валшестерня); 2 - сателіти; 3- нерухоме центральне колесо; h - водило; $1'$, h' - внутрішня та зовнішня складові різальної частини робочого органу, відповідно.

Із картини швидкостей одержуємо значення кутових швидкостей обертання центрального ведучого колеса w_1 , сателітів w_2 , водила w_h та складових частин робочого органу $w_{1'}$ та $w_{h'}$.

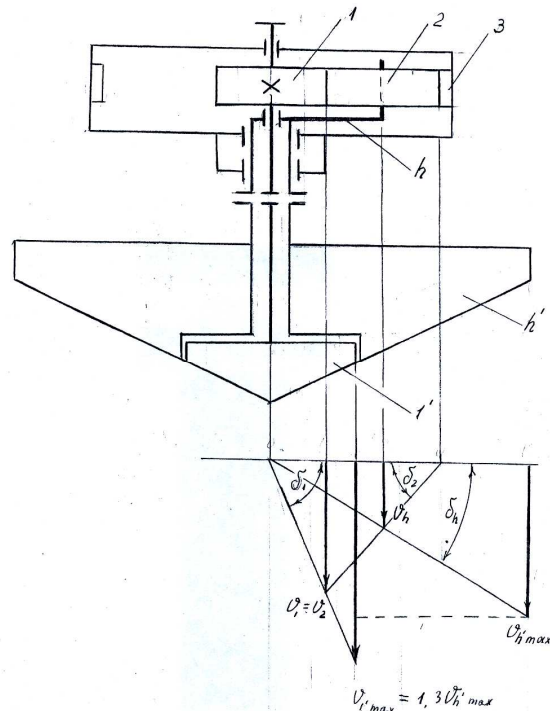


Рис.2. Схема бурильного обладнання з роздільним обертанням та його картина швидкостей

Враховуючи, що вал центрального ведучого колеса 1 з'єднано з центральною частиною робочого органу 1' і передає їй обертання, можемо визначити їх кутові швидкості

$$w_1 = w_{1'} = \frac{V_1}{r_1} = \frac{\mu_v}{\mu_e \operatorname{tg} \delta_1},$$

де V_1 , r_1 колова швидкість обертання та радіус центрального ведучого колеса, відповідно; μ_v та μ_e - масштаби картини швидкостей та схеми.

Аналогічно визначаємо кутову швидкість сателітів

$$w_2 = \frac{V_2}{r_2} = \frac{\mu_v}{\mu_e \operatorname{tg} \delta_2},$$

де V_2 та r_2 - колова швидкість та радіус сателітів.

Кутова швидкість водила і з'єднаної з ним складової зовнішньої частини робочого органу дорівнює

$$w_h = w_{h'} = \frac{w_h}{r} = \frac{w_{h'}}{r'} = \frac{\mu}{\mu_1 \operatorname{tg} \delta_h}, \quad \text{де } V_h,$$

V_h' та r_h , r_h' - колові швидкості та радіуси

води́ла і складової частини робочого органа.

Для конструювання планетарного обертальника виконуються кінематичні розрахунки [2].

Передаточне число для прийнятої схеми планетарного механізму визначається за формулою

$$i = \frac{w_1}{w_h} = 1 + \frac{z_3}{z_1},$$

де w_1 , w_h - кутові швидкості ведучого центрального колеса (шестерні) та води́ла, відповідно; z_1 - число зубців шестерні; z_3 - число зубців нерухомого центрального колеса 3.

Для визначення чисел зубців колес, z_1 приймають із умов відсутності підрізання.

Число зубців нерухомого центрального колеса z_3 та сателітів z_2 визначається за формулами

$$z_3 = z_1(i - 1); \quad z_2 = 0,5(z_3 - z_1).$$

Одержані значення уточнюються за умовою складання планетарної передачі

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2},$$

за умовою співвісності

$$z_3 = z_1 + 2z_2,$$

за умовою симетричності

$$\frac{(z_1 + z_2)}{n_w} = \nu,$$

де, ν - ціле число; n_w - число сателітів в передачі,

$$n_w = \frac{z_1 + z_3}{\nu},$$

за умовою сусідства

$$a_w \sin \frac{\pi}{n_w} > 0,5d_{a2}, \quad \sin \frac{\pi}{n_w} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2},$$

де a_w міжосьова відстань; d_{a2} - діаметр вершин зубів сателітів.

Для проектування планетарної передачі обертальника згідно схеми приведеної на рис. 2 з ведучим колесом 1 та води́лом h і заданим передаточним відношенням $i_{1h}^{(3)} = 4$, запишемо залежності [3]

$$i_{1h}^{(3)} = 1 - i_{i3}^h,$$

де $i_{1h}^{(3)}$ - передаточне відношення від колеса 1 до колеса 3 за нерухомому води́лі h .

Тоді

$$i_{i3}^h = 1 - i_{1h}^{(3)} = 1 - 4 = -3.$$

Так як

$$i_{i3}^h = -\frac{z_2}{z_1} = -3,$$

то $z_3 = 3z_1$.

Із умови співвісності маємо

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{3z_1 - z_1}{2} = z_1.$$

Із попередніх рівностей одержуємо

$$\frac{z_3}{z_2} = \frac{3z_1}{z_1} = 3.$$

Число зубців z_3 з врахуванням попередньої рівності слід вибрати із умови відсутності їх підрізання згідно рекомендацій, приведених в [3], тобто

$$z_3 = 3z_2 > 60.$$

Наведені залежності виконуються, якщо вибрати $z_2 = 20$ та $z_3 = 60$.

Тоді

$$z_1 = \frac{z_3}{3} = \frac{60}{3} = 20.$$

Отже числа зубців планетарного редуктора

$$z_1 = 20, \quad z_2 = 20, \quad z_3 = 60.$$

При виборі в планетарному редукторі числа сателітів слід враховувати, що для зменшення навантаження на зубці коліс та із умови динамічного зрівноваження механізму установлюють не один, а кілька сателітів. Ці сателіти установлюють під рівними кутами між радіусами розташування їхніх центрів.

Для визначення можливого числа сателітів, запишемо умову сусідства

$$n_w < \frac{\pi}{\arcsin \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}} = \frac{\pi}{\arcsin \frac{20 + 2}{20 + 20}} = 5,4.$$

Отже повинно бути $n_w \leq 5$.

Із умови збірки та симетричності число сателітів буде дорівнювати

$$n_w = \frac{z_1 + z_3}{\nu} = \frac{20 + 60}{\nu} = \frac{80}{20} = 4.$$

Так як n_w і ν повинні бути цілими, то умова забезпечується. Схема розташування сателітів подана на рис. 3.

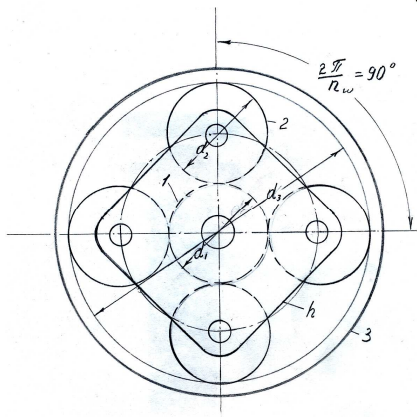


Рис. 3. Схема розташування сателітів:
1 – центральне рухоме ведуче колесо;
2 – сателіти; 3 – центральне нерухоме колесо

Прийнявши модуль зубчастих передач планетарного редуктора $m=10$ мм, визначимо діаметри початкових кіл коліс:

шестерні 1

$$d_1 = mz_1 = 10 \cdot 20 = 200 \text{ мм,}$$

сателітів 2

$$d_2 = mz_2 = 10 \cdot 20 = 200 \text{ мм,}$$

нерухомого колеса 3

$$d_3 = mz_3 = 10 \cdot 60 = 600 \text{ мм.}$$

Виконуємо перевірку умови співвісності

$$d_3 = 2d_2 + d_1 = 2 \cdot 200 + 200 = 600 \text{ мм.}$$

При конструюванні планетарного механізму обертальника бурильного обладнання для конкретних умов його роботи після виконання кінематичних розрахунків виконують силові розрахунки передач, з врахуванням діючих навантажень від робочого органа.

З розрахунків визначають модуль зубчатої передачі, матеріали та розміри зубчастих коліс, розміри та матеріали валів, типи і розміри підшипників.

Водила виконують цілими – литими із сталі або високоміцного чавуна, зварними, або складеними. В даній конструкції планетарного обертальника водило з'єднується з порожнистим валом в середині якого розміщується швидкохідний вал, що дає можливість приводити до дії буровий робочий орган з роздільним обертанням. Можливе

використання конструкцій водил, вісі сателітів в яких мають по дві опори, але допускаються конструкції з вісями, закріпленими консольно в одній опорі.

Щоб сателіти самоустановлювались по нерухомому центральному ведучому колесу, для їхньої установки на вісях рекомендується використовувати сферичні самоустановлювальні підшипники.

Висновки

Із аналізу роботи різців при бурінні свердловин лопатевим робочим органом встановлено, що зміна їх швидкості на різних лініях різання в залежності від відстані до центра бура суттєво впливає на продуктивність буріння, а також на стійкість робочого органа.

Для підвищення ефективності буріння пропонується розділити зовнішню і середню частини бурового робочого органа, збільшивши швидкість обертання останньої.

На основі аналізу картин швидкості робочого органа з роздільним обертанням внутрішньої і зовнішньої складових його різальної частини запропонована методика визначення його геометричних та кінематичних параметрів. Розроблена схема бурильного обладнання з планетарним механізмом та співвісними вихідними валами для обертання складових частин робочого органа. Дана методика кінематичних розрахунків.

Застосування запропонованої конструкції бурильного обладнання дає змогу підвищити продуктивність буріння, стійкість різців та зменшити енергоємність процесу, що досягається за рахунок перерозподілу навантажень між різцями.

Література

1. Смірнов В.М., Головань В.П. Модернізований лопатевий робочий орган для буріння міцних ґрунтів. Техніка будівництва. № 23, 2009.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М: Высш. Шк. 1984.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов. Наука. М. 1967.

Рецензент: Л.Є.Пелевін, к.т.н., проф.
(КНУБА, Київ)

Отримано: 24.11.2011 р.