

УДК 624.132

В.М.Смірнов, канд.техн.наук, професор КНУБА
В.П. Головань, канд.техн.наук, доцент КНУБА

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ БУРИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ З РОЗДІЛЬНИМ ОБЕРТАННЯМ СКЛАДОВИХ РІЗАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ БУРУ

АНОТАЦІЯ. Наведена конструкція планетарного двохвального обертальника та конструктивна схема бурильного обладнання з роздільним обертанням внутрішньої та зовнішньої складових частин робочого органа. Це дає змогу збільшити швидкість обертання внутрішньої складової частини з розташованими на ній різцями на невеликій відстані від центра та підвищити ефективність процесу буріння. Дані рекомендації по вибору раціональних співвідношень діаметрів та швидкостей обертання складових частин робочого органа, методиці розрахунку планетарного обертальника з двома суwisними вихідними валами, вибору типів підшипників. Для виконання силових розрахунків даного бурильного обладнання приведена методика визначення крутних моментів. Нова конструкція бурильного обладнання дозволяє забезпечити більш рівномірне навантаження на різці, що працюють на різній відстані від центра робочого органа, підвищити їх стійкість і продуктивність буріння.

Ключові слова: різці, бур, планетарний обертальник.

АННОТАЦИЯ. Приведена конструкция планетарного двохвального вращателя и конструктивная схема бурильного оборудования с раздельным вращением внутренней и внешней составных частей рабочего органа. Это даст возможность увеличить скорость вращения внутренней составляющей части с расположенными на ней резцами на небольшом расстоянии от центра и повысит эффективность процесса бурения. Даны рекомендации по выбору рациональных соотношений диаметров и скоростей вращения составных частей рабочего органа, методики расчета планетарного вращателя с двумя соосными выходными валами, выбору типу подшипников. Для выполнения силовых расчетов данного бурильного оборудования приведена методика определения крутящих моментов. Новая конструкция бурильного оборудования позволяет обеспечить более равномерную нагрузку на резцы, которые работают на разном расстоянии от центра рабочего органа, повысит их стойкость и производительность бурения.

Ключевые слова: резцы, бур, планетарный вращатель.

SUMMARY. The brought construction over of planetary twin-shaft обертальника and structural chart of boring equipment with the separate rotation of internal and external component parts of worker of органа. It gives an opportunity to rev up appeal of component inside with the chisels located on her on small distance from a center and to promote efficiency of process of the boring drilling. These recommendations on the choice of rational correlations of diameters and velocities of circulation of component parts of worker of органа, to methodology of calculation of planetary обертальника with two суwisними by initial billows, to the choice of types of bearing. For implementation of power calculations of this boring equipment the brought methodology over of determination of крутних moments. The new construction of boring equipment allows to provide more even loading on chisels that work on different distance from a center working of органа, to promote their firmness and productivity of the boring drilling.

keywords: chisels, bore.

Підвищення ефективності роботи бурильного обладнання при бурінні свердловин під стовпчасті опори будівельних споруд в різних ґрунтах може бути досягнуто шляхом вдосконалення існуючих та розробки нових робочих органів, які забезпечують підвищення продуктивності буріння і стійкості різальних елементів.

При бурінні свердловин в міцних ґрунтах широко застосовується бурильне обладнання із шнековими робочими органами суцільного буріння. До основних недоліків таких робочих органів можна відносити нерівномірність розподілу швидкостей руху різців, на концентричних колах ліній різання розташованих на різних відстанях від центра. При однакових глибинах різання кожним різцем, яка визначається подачею бура при певній швидкості буріння, потужність між різцями розподіляється нерівномірно, що приводить до перевантаження окремих різців, а отже їх підвищеного спрацювання. Не достатня швидкість руху різців в центральній його частині приводить до їх заштибовки із-за малої швидкості транспортування із забою розбуреного ґрунту, що теж збільшує навантаження на

центральної різці, а отже підвищенню енергоємності буріння, а в деяких випадках приводить до їх поломки.

В проведених раніше дослідженнях [1] розроблені рекомендації по раціональній розстановці різців, яка забезпечує узгодження їх продуктивності за рахунок кількості на різних лініях різання. Швидкість осьової подачі при одночасному обертанні бура враховується установкою різців з різною висотою в межах кожної лопаті на даній лінії різання.

Одним із методів покращення розподілу потужності і продуктивності буріння між різцями, що розташовані на різних лініях різання, є підвищення швидкості обертання середньої частини робочого органу [2]. Тобто пропонується розділити робочий орган на дві частини – середню і зовнішню та надати їм обертання з різними кутовими швидкостями. В наслідок цього одержимо зменшення товщини зрізу кожним різцем, розташованим в середній частині робочого органу при даній загальній швидкості для обох частин вертикальної його подачі (заглиблення).

Кращий результат слід очікувати при використанні комбінованого способу регулювання розподілу навантажень між різцями - вибором кількості різців на лініях різання та збільшення швидкості обертання середньої частини робочого органу.

На основі попередніх досліджень розроблена принципіальна схема конструкції бурильного обладнання з розділним обертанням середньої та внутрішньої частини робочого органу [2]. Обладнання включає обертальник з планетарним механізмом, який забезпечує обертання складових частин робочого органу з різними швидкостями, для чого він обладнаний двома сувісними вихідними валами. Передача обертання на внутрішню та зовнішню складові частини робочого органу здійснюється через двохвальну сувісну бурову штангу із шнеком.

Можлива конструкція запропонованого бурильного обладнання подана на рис. 1 та рис. 2 а, б.

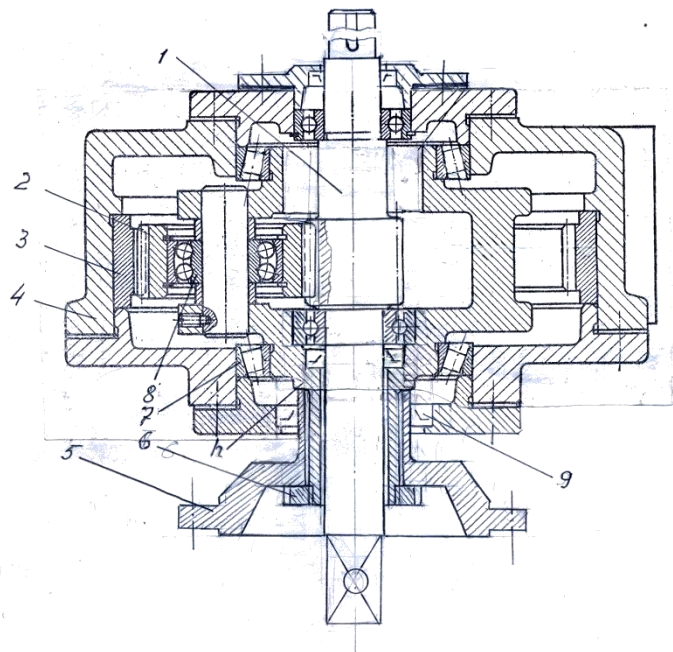


Рисунок 1. Конструктивна схема планетарного двохвального обертальника: 1 – центральний вал-шестерня; 2 – сателіти; 3 – нерухоме центральне колесо; h – водило; 4 – корпус; 5 – фланець вихідного вала; 6 – гайка; 7 – підшипник роликовий конічний; 8 – підшипник сферичний; 9 – ущільнення.

Планетарний обертальник (рис.1) включає вал шестерню 1, що передає обертання сателітам 2, установленим на осях водила h . Кількість сателітів в даному планетарному механізмі для зменшення навантаження на зубці коліс рекомендується приймати в кількості

3, 4. Для забезпечення динамічної зрівноваженості механізму їх установлюють під рівними кутами в одній площині.

Сателіти входять в зачеплення з нерухомим зубчастим колесом 3, що закріплене в корпусі обертальника 4. Оббігаючи по ньому, сателіти обертають водило h , яке через полий вал та закріплений на ньому фланець 5 передає обертання на зовнішній вал двохвальної сувійної бурової штанги 6 рис. 2 а, з'єднаної з зовнішньою складовою частиною робочого органу.

Внутрішній складовій частині 1 робочого органу передається обертання через внутрішній вал бурової штанги 6 (рис. 2) від центрального вала шестерні планетарного обертальника. Фланець 5 (рис.1), до якого кріпиться бурова штанга, посаджений і закріплений до нього гайкою 6.

Для забезпечення можливості сприймати осьове навантаження від бурової штанги і робочого органу, водило h з полим вихідним валом кріпиться в корпусі обертальника через конічні роликопідшипники 7.

Для самоцентрування сателітів відносно центральної ведучої шестерні вони кріпляться на осях водила через сферичні самовстановлювальні підшипники 8. Для захисту від попадання бруду та витікання мастила між кришками підшипників і валами установлюють ущільнення 9.

Корпус зовнішньої складової частини робочого органу до якого кріпляться лопаті (рис. 2а) може бути виготовлений у вигляді фланця, що з'єднується з зовнішнім валом бурової штанги і має центральний отвір для внутрішнього вала, до якого закріплюється внутрішня складова частина робочого органу.

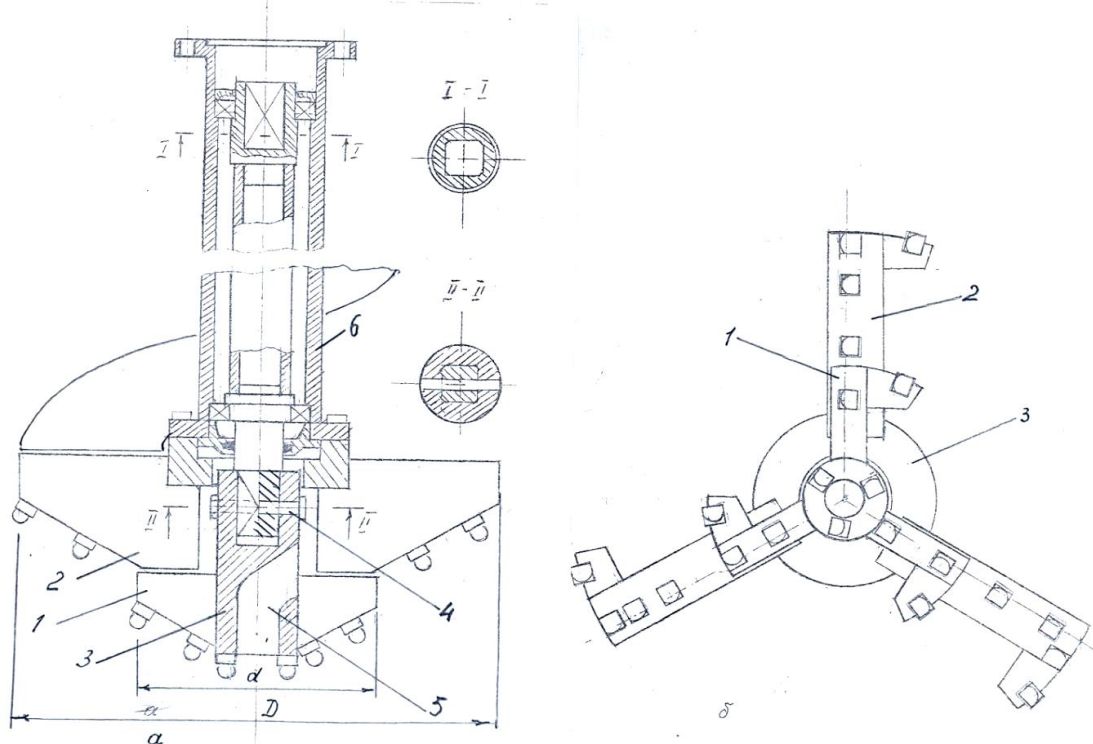


Рисунок 2. Конструктивна схема бурильного обладнання з роздільним обертанням; а – бур зі штангою; б – схема розстановки різців.

Лопаті внутрішньої складової частини робочого органу 1, кріпляться до забурника 3, в верхній частині якого є квадратний отвір для з'єднання з внутрішнім валом двохвальної бурової штанги. В осьовому напрямку з'єднання фіксується пальцем 4, що вставляється в передбачені для цього поперечні отвори. В нижній частині забурник обладнаний



кернозломником 5, що сприяє зменшенню опору буріння в середній частині робочого органу.

Кожна складова частина робочого органу з роздільним обертанням, включає лопаті з різцями і має кілька ліній різання, розташованих по концентричним колам відносно центра бура. Їх кількість визначається шириною різців із умов суцільного руйнування забою та розмірами складових частин. Із аналізу карти швидкостей, побудованих для різних робочих органів [2] можна рекомендувати раціональні співвідношення діаметрів та швидкостей обертання їх складових:

$$D/d = 2...3, \quad (1)$$

і передаточне відношення

$$i = n_1/n_2 = 3...4, \quad (2)$$

де D , d – діаметр зовнішньої і внутрішньої складових частин, n_1 , n_2 – їх частоти обертання, відповідно.

Для узгодження продуктивності різців, що працюють на різних лініях різання, розташованих на різних відстанях від центра, крім зміни швидкості обертання складових частин доцільно збільшувати кількість різців на більш віддалених лініях різання. Можлива схема розстановки різців на лопотях складеного бура приведена на рис. 2. б.

Для розрахунку міцності зубців планетарної передачі використовують ті ж формули, що і при розрахунку простих зубчастих передач [3]. Розрахунки виконують для кожного зачеплення, зовнішнього – коліс 1 та 2, внутрішнього – коліс 2 та 3 з врахуванням того, що при визначенні допустимих напружень коефіцієнти довготривалості K_{HL} та K_{FL} знаходять для відносного руху коліс, тобто

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N'}} \quad \text{та} \quad K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N'}} \quad (3)$$

де N' – число циклів зміни напружень при відносному русі коліс.

Для ведучого колеса (шестерні)

$$N'_1 = 573 n_w w'_1 L_h, \quad (4)$$

де n_w – число сателітів; $w'_1 = w_1 - w_h$ – відносна кутова швидкість ведучої центральної шестерні; w_1 та w_h кутова швидкість ведучої шестерні та водила, L_h – довготривалість.

Для сателітів

$$N'_2 = 573 w'_h L_h, \quad (5)$$

де: $w'_h = w_1 \frac{z_1}{z_2}$ – відносна кутова швидкість водила.

Підшипники кочення рекомендується приймати: для опор центрального вала-шестерні шарикові радіальні легкої або середньої серії, для опор сателітів – шарикові або роликові сферичні середньої серії, для опор водила, що сприймає радіальні та осьові навантаження від бурової штанги – роликові конічні середньої або важкої серії. Вибрані підшипники перевіряють по навантаженням згідно розрахункових схем, приведеним на рис. 4 а, б, де R_1 , R_2 та R_a – реакції опор, F – сила в зубчастому зачепленні, F_k та F_a – консольне та осьове навантаження від бурової штанги.

Враховуючи максимально можливу нерівномірність розподілу загального навантаження по потоком, силу в зубчастому зачепленні рекомендується визначати за формулами [3]:

для швидкохідного вала

$$F = 0,4 T_1 / d_1, \quad (6)$$

де T_1 , d_1 – крутний момент та діаметр швидкохідного вала (рис.3, а).

Для тихохідного веденого вала (водила) (рис. 3, б)

$$F = 0,2T_h/a_w, \quad (7)$$

де T_h - момент на вихідному валі (води́лі); a_w - міжосьова відстань передачі

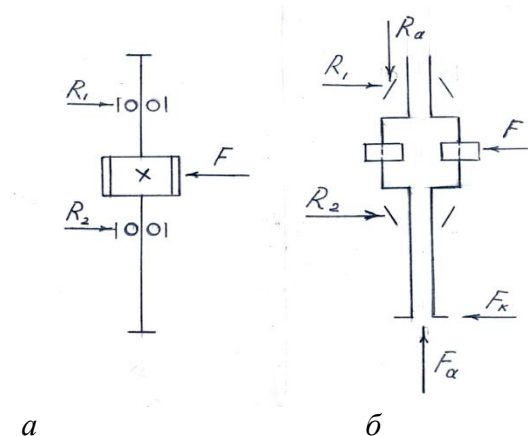


Рисунок 3. Розрахункові схеми для підшипників: а – центрального вала шестерні; б – сателітів та води́ла з полим вихідним валом.

Осьова сила F_a та консольна F_k визначаються із розрахунків навантажень, що діють на робочий орган бурильного обладнання.

Для виконання силових розрахунків даного бурильного обладнання слід визначити значення крутних моментів, що діють на вали робочого органу та планетарного обертальника.

Від центральної складової частини робочого органу при бурінні ґрунту діє крутний момент, який передається на вал – шестерню обертальника

$$T_1 = \sum P_i R_{i1} + \sum P_i r_c \quad (8)$$

де P_i - сила різання кожним різцем, R_{i1} - радіус лінії різання, r_c - радіус забурника.

Зовнішня складова частина робочого органу при роботі створює крутний момент, що передається на вихідний вал води́ла

$$T_h = \sum P_i R_{ih}, \quad (9)$$

де R_{ih} - радіус і-ї лінії різання зовнішньої складової робочого органу.

Сумарний крутний момент, що передається на центральний вал – шестерню планетарного механізму

$$T = T_1 + T_2, \quad (10)$$

де $T_2 = T_h/i \cdot \eta$ - крутний момент, що передається від сателітів; i - передаточне відношення; η - коефіцієнт корисної дії передачі. Визначення сил різання для різних типів різців наведено в літературі [1].

Застосування запропонованої конструкції бурильного обладнання з роздільним обертанням складових частин робочого органу і рекомендації по його проектуванню порівняно з існуючими рішеннями дає змогу зменшити енергоємність процесу буріння свердловин, особливо в міцних ґрунтах, та підвищити стійкість різців за рахунок більш рівномірного розподілу на них навантаження, підвищити продуктивність буріння.

Література

1. Смірнов В.М. Основи теорії різання ґрунтів просторово орієнтованими ножами робочих органів землерийних машин: Монографія. – К.: “МП Леся”, 2009.
2. Смірнов В.М., Головань В.П. Модернізований лопатевий робочий орган для буріння міцних ґрунтів. Зб. Техніка будівництва. № 23. 2009.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высш. Шк., 1984.